



# TREBALL FINAL DE GRAU



ESCOLA  
POLITÈCNICA SUPERIOR  
UNIVERSITAT DE LLEIDA  
INSPIRING THE FUTURE

**Estudiant:** Daniel Mascarilla Pascual

**Titulació:** Grau en Enginyeria Mecànica

**Títol de Treball Final de Grau:** Disseny d'un magatzem frigorífic de dues cambres a Lleida d'acord la normativa de gasos fluorats

**Director/a:** Dra. Ingrid Martorell i Boada

**Presentació**

**Mes:** Octubre

**Any:** 2020



## AGRAÏMENTS

Després d'un període de formació de 5 anys on l'últim he combinat treballar amb realitzar el present projecte, finalitzo els meus estudis de Grau en Enginyeria Mecànica. Al trobar-me en aquest punt, tan sols puc donar les gràcies als que han fet que aquest sigui camí més fàcil.

En primer lloc, a la Dra. Ingrid Martorell i Boada, la tutora d'aquest treball de final de grau, per la seva exigència, orientació, suport i la confiança d'acompanyar-me al llarg d'aquest projecte, malgrat les dificultats per la situació global que estem vivint.

Al professorat de l'Escola Politècnica Superior de la Universitat de Lleida; la seva accessibilitat i tracte fan que em senti orgullós d'haver estudiat aquí.

A les meves amistats i companys de la universitat, per fer que aquesta etapa acadèmica hagi estat extraordinària.

A totes les persones que vaig conèixer durant la meua etapa d'Erasmus a Dinamarca, per uns moments inoblidables i per emportar-me amics per tota la vida.

I per últim, reservo unes línies especials a la meua família, pel seu recolzament i estima inqüestionable. De tots ells he après uns valors que es troben per sobre de qualsevol formació acadèmica i em fan sentir orgullós de ser com sóc.



## RESUM

En els darrers anys, el món de la refrigeració s'ha exposat a diversos canvis, ja que s'està procedint a l'eliminació dels refrigerants fluorats sintètics a causa del seu alt impacte mediambiental. Les fuites provocades en sistemes en funcionament és una de les causes més importants de l'efecte hivernacle. L'aprovació al Parlament Europeu de la normativa 517/2014 (F-Gas) ha comportat que, a partir de l'1 de gener de 2020, quedi prohibit l'ús de refrigerants amb un potencial d'escalfament global (GWP) igual o superior a 2500, a més de l'aprovació de taxes imposades als gasos amb alt GWP, implicant que la càrrega de refrigerant de sistemes antics sigui molt cara. A partir de l'1 de gener de l'any 2022, el límit quedarà establert en 150, essent el CO<sub>2</sub> l'únic refrigerant vàlid per instal·lacions frigorífiques en complir aquest límit (GWP = 1) i estar classificat segons el grup de seguretat A1. Tanmateix, el fet de tenir el punt crític a una temperatura baixa (31°C@74 bar) fa que, quan la temperatura ambient sigui alta, el cicle treballi en la zona supercrítica, on es necessiten materials i equipament adequats per suportar altes pressions, a més de veure's reduïda la seva eficiència.

En el present projecte s'ha dissenyat, calculat i analitzat un magatzem frigorífic que consta d'una cambra de refrigeració i una de congelació, utilitzant com a sistema de refrigeració el cicle de compressió de vapor en dues etapes *booster* de CO<sub>2</sub>, la tecnologia més utilitzada en els països del nord d'Europa. Per extreure conclusions sobre l'aplicabilitat d'aquest sistema a les terres de Lleida, se simulen diferents configuracions i sistemes. Primerament, es compara l'eficiència de la instal·lació segons el país on es trobi instal·lada, essent Dinamarca l'objecte de la comparació. Seguidament, es compara aquest sistema amb el més estès al llarg del territori espanyol en el camp de la refrigeració comercial, el de compressió de vapor de R404A. Per finalitzar, s'analitzen les millores en eficiència que es poden aconseguir realitzant una sèrie de modificacions en l'arquitectura del sistema.

## RESUMEN

En los últimos años, el mundo de la refrigeración se ha expuesto a varios cambios, pues se está procediendo a la eliminación de los refrigerantes fluorados sintéticos debido a su alto impacto medioambiental. Las fugas provocadas en sistemas en funcionamiento es una de las causas más importantes del efecto invernadero. La aprobación en el Parlamento Europeo de la normativa 517/2014 (F-Gas) ha supuesto que, a partir del 1 de enero de 2020, quede prohibido el uso de refrigerantes con un potencial de calentamiento global (GWP) igual o superior a 2500, además de la aprobación de tasas impuestas a gases con alto GWP, implicando que la carga de sistemas antiguos sea muy cara. A partir del 1 de enero del año 2022, el límite quedará establecido en 150, siendo el CO<sub>2</sub> el único refrigerante válido para instalaciones frigoríficas en cumplir este límite (GWP = 1) y estar clasificado según el grupo de seguridad A1. Sin embargo, el hecho de tener el punto crítico a una temperatura baja (31°C @ 74 bar) hace que, cuando la temperatura ambiente sea alta, el ciclo trabaje en la zona supercrítica, donde se necesitan materiales y equipamiento adecuados para soportar altas presiones, además de verse reducida su eficiencia.

En el presente proyecto se ha diseñado, calculado y analizado un almacén frigorífico que consta de una cámara de refrigeración y una de congelación, utilizando como sistema de refrigeración del ciclo de compresión de vapor en dos etapas *booster* de CO<sub>2</sub>, la tecnología más utilizada en los países del norte de Europa. Para extraer conclusiones sobre la aplicabilidad de este sistema en las tierras de Lleida, se simulan diferentes configuraciones y sistemas. Primeramente, se compara la eficiencia de la instalación según el país donde se encuentre instalada, siendo Dinamarca el objeto de la comparación. Seguidamente, se compara este sistema con el más extendido a lo largo del territorio español en el campo de la refrigeración comercial, el de compresión de vapor de R404A. Para finalizar, se analizan las mejoras en eficiencia que se pueden conseguir realizando una serie de modificaciones en la arquitectura del sistema.

## ABSTRACT

In the recent years, the world of refrigeration has undergone several changes, as synthetic fluorinated refrigerants are being phased out due to their high environmental impact. Leakage in operating systems is one of the most important causes of the greenhouse effect. The approval by the European Parliament of regulation 517/2014 (F-Gas) has meant that, as of January 1, 2020, the use of refrigerants with a global warming potential (GWP) equal to or greater than 2500 is forbidden, in addition to the approval of rates imposed on gases with high GWP, leading to a very expensive charge for old systems. As of January 1, 2022, the limit will be set at 150, being CO<sub>2</sub> the only valid refrigerant for refrigeration facilities to meet this limit (GWP = 1) and to be classified according to safety group A1. However, the fact of having the critical point at a low temperature (31°C @ 74 bar) means that, when the ambient temperature is high, the cycle works in the transcritical zone, where suitable materials and equipment are needed to withstand high pressure as well as supposing a reduction of its efficiency.

In this project, a cold store warehouse consisting of a refrigeration chamber and a freezing chamber has been designed, calculated and analysed, using the vapor compression cycle of CO<sub>2</sub> in two stages booster as a refrigeration system, the most used technology in the Northern European countries. To draw conclusions about the applicability of this system in the lands of Lleida, different configurations and systems are simulated. First, the efficiency of the installation is compared according to the country where it is installed, with Denmark being the object of the comparison. Next, this system is compared with the most widespread throughout the Spanish territory in the field of commercial refrigeration, vapor compression of R404A. Finally, the efficiency improvements that can be achieved by making a series of modifications to the system architecture are analysed.

## INDEX

<b>1</b>	<b>OBJECTIUS I ABAST DEL PROJECTE.....</b>	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>MARC HISTÒRIC I ACTUALITAT.....</b>	<b>14</b>
2.1	REGLAMENT EUROPEU N° 517/2014 (F-GAS) .....	16
2.2	SITUACIÓ ACTUAL ESPANYA – EUROPA - MÓN .....	17
<b>3</b>	<b>FONAMENTS DEL CICLE DE REFRIGERACIÓ PER COMPRESSIÓ .....</b>	<b>18</b>
3.1	FUNCIONAMENT I DEFINICIÓ DE COP .....	18
3.2	COMPRESSORS.....	19
3.2.1	<i>Compressors alternatius.....</i>	<i>20</i>
3.2.2	<i>Compressors de cargol .....</i>	<i>21</i>
3.2.3	<i>Capacitat i eficiència volumètrica .....</i>	<i>21</i>
3.2.4	<i>Eficiència isentròpica.....</i>	<i>23</i>
3.3	EVAPORADORS.....	24
3.4	CONDENSADORS .....	27
3.5	DISPOSITIUS D'EXPANSIÓ.....	29
3.5.1	<i>Vàlvula d'expansió termostàtica.....</i>	<i>29</i>
3.5.2	<i>Tubs capil·lars.....</i>	<i>29</i>
3.5.3	<i>Vàlvules flotador .....</i>	<i>29</i>
<b>4</b>	<b>REFRIGERANTS.....</b>	<b>30</b>
4.1	CLASSIFICACIÓ DELS REFRIGERANTS .....	30
4.2	EL CO <sub>2</sub> COM A REFRIGERANT I LES SEVES APLICACIONS.....	32
4.2.1	<i>Sistemes supercrítics vs. sistemes subcrítics .....</i>	<i>32</i>
4.2.2	<i>Valor òptim del COP.....</i>	<i>33</i>
4.2.3	<i>Aplicacions comercials típiques del CO<sub>2</sub>:.....</i>	<i>34</i>
4.2.4	<i>Aspectes de seguretat relacionats amb el CO<sub>2</sub>: .....</i>	<i>36</i>
<b>5</b>	<b>CAMBRES FRIGORÍFIQUES .....</b>	<b>37</b>
5.1	DEFINICIÓ .....	37
5.2	DISSENY D'UNA CAMBRA FRIGORÍFICA .....	37
5.3	INFLUÈNCIA DE LA TEMPERATURA SOBRE LA QUALITAT DELS ALIMENTS .....	38
5.4	INFLUÈNCIA DE LA HUMITAT SOBRE LA QUALITAT DELS ALIMENTS .....	39
5.5	INFLUÈNCIA DE LA VELOCITAT DE L'AIRE SOBRE LA QUALITAT DELS ALIMENTS .....	39
<b>6</b>	<b>TEORIA DEL CÀLCUL DE LA CAPACITAT DE REFREDAMENT.....</b>	<b>40</b>
6.1	CÀRREGA TÈRMICA DE TRANSMISSIÓ .....	41
6.1.1	<i>A través de les parets i sostre.....</i>	<i>41</i>
6.2	CÀRREGA TÈRMICA DEGUDA AL PRODUCTE I PROCÉS DE REFREDAT .....	42
6.2.1	<i>Extracció de calor en el procés de refredat .....</i>	<i>42</i>
6.2.2	<i>Calor de respiració.....</i>	<i>43</i>
6.3	CÀRREGA TÈRMICA INTERNA .....	43
6.3.1	<i>Personal.....</i>	<i>43</i>
6.3.2	<i>Enllumenat .....</i>	<i>43</i>
6.3.3	<i>Carretons elevadors.....</i>	<i>44</i>
6.4	CÀRREGA TÈRMICA DEGUDA ALS EQUIPS .....	44
6.5	CÀRREGA TÈRMICA PER INFILTRACIÓ.....	45
6.5.1	<i>Infiltració per intercanvi d'aire.....</i>	<i>45</i>
6.5.2	<i>Infiltració d'aire deguda a la ventilació – Renovació d'aire .....</i>	<i>46</i>
6.6	CÀLCUL DE LA CÀRREGA FRIGORÍFICA TOTAL.....	46
6.7	CAPACITAT DE REFREDAMENT .....	46
<b>7</b>	<b>PARÀMETRES DE DISSENY DEL MAGATZEM FRIGORÍFIC.....</b>	<b>47</b>
7.1	EMPLAÇAMENT DEL MAGATZEM FRIGORÍFIC .....	47
7.2	TIPUS DE PRODUCTE A EMMAGATZEMAR.....	47
7.3	CAPACITAT D'EMMAGATZEMATGE .....	48

7.4	CONDICIONS DE FUNCIONAMENT .....	48
8	RESULTATS CàLCUL DE CÀRREGUES TÈRMiques.....	49
9	DISSENY DEL CICLE FRIGORÍFIC DEL MAGATZEM .....	50
10	SELECCIÓ DE COMPONENTS.....	52
11	DIAGRAMA SIMPLIFICAT P&ID I SISTEMES DE CONTROL BàSICS .....	53
12	DISCUSSIÓ DELS RESULTATS.....	54
12.1	COMPARATIVA DEL SISTEMA BOOSTER DE CO <sub>2</sub> A LLEIDA I AL NORD D'EUROPA. ....	55
12.2	COMPARATIVA DEL SISTEMA BOOSTER DE CO <sub>2</sub> AMB EL SISTEMA R404A A LLEIDA.....	56
12.3	ALTRES CONSIDERACIONS.....	58
12.3.1	INTRODUCCIÓ D'UN BESCANVIADOR DE CALOR ENTRE LA SORTIDA DEL REFREDADOR DE GAS I EL VAPOR QUE CIRCULA PER LA VÀLVULA BYPASS.....	58
12.3.2	INTRODUCCIÓ DEL SISTEMA DE COMPRESSIÓ PARAL·LELA PEL VAPOR PROVINENT DEL DIPÒSIT .....	59
12.4	RESUM DE LA DISCUSSIÓ.....	60
13	CONCLUSIONS.....	61
14	BIBLIOGRAFIA .....	62
ANNEX	.....	64
1.	JUSTIFICACIÓ DEL CàLCUL DE LES CÀRREGUES TÈRMiques.....	64
1.1	Càrrega tèrmica de transmissió.....	64
1.2	Càrrega tèrmica del producte.....	66
1.3	Càrrega tèrmica interna.....	68
1.4	Càrrega tèrmica dels equips.....	68
1.5	Càrrega tèrmica per infiltració.....	69
2.	JUSTIFICACIÓ DEL CàLCUL DEL CICLE FRIGORÍFIC .....	71
2.1	Anàlisi i càlcul del cicle frigorífic .....	71
2.2	Paràmetres de dimensionat dels principals components i selecció.....	74
3.	DIAGRAMA SIMPLIFICAT P&ID – SISTEMES DE CONTROL .....	80
4.	PARÀMETRE TEWI.....	81
5.	ORIENTACIÓ, DIMENSIONS GENERALS I ÀREA ÚTIL DE LES CAMBRES FRIGORÍFIQUES .....	82



## ÍNDEX DE FIGURES

Figura 1. Pou de gel del segle XVI a La Rioja. Font: Wikipedia.....	14
Figura 2. Emissions directes i indirectes d'instal·lacions de refrigeració. Font: Danfoss.....	15
Figura 3. Gràfica dels valors GWP i ODP dels refrigerants i les mesures implantades al llarg del temps. Font: Danfoss ....	16
Figura 4. Tendència global en l'ús de refrigerants. NAM (EEUU i Canadà), ROW (Rest of the World). Font: Danfoss.....	17
Figura 5. Esquema i diagrama P-h pel cicle ideal de refrigeració per compressió de vapor. Font: Font: Termodinàmica, Yunus A. Çengel.....	18
Figura 6. Classificació dels compressors en funció dels seus principis de funcionament. Font: Danfoss.....	19
Figura 7. D'esquerra a dreta: Compressor obert, semihermètic i hermètic. Font: Google Images .....	20
Figura 8. Components d'un compressor alternatiu. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch.....	20
Figura 9. Diagrama Pressió-Volum d'un compressor alternatiu. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch .....	20
Figura 10. Elements d'un compressor de doble cargol. Font: Google images .....	21
Figura 11. Nomenclatura per motors alternatius. Font: Termodinàmica, Yunus A. Çengel .....	21
Figura 12. Volums de desplaçament i d'espai lliure d'un motor alternatiu. Font: Termodinàmica, Yunus A. Çengel.....	21
Figura 13. Compressor alternatiu: (a): etapa de succió, (b) etapa de descàrrega, (c) pistó en el PMS i (d) Re-expansió durant l'etapa de succió. Font: Emerson Climate Technologies.....	21
Figura 14. Pèrdues volumètriques. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch.....	22
Figura 15. Valors típics d'eficiència volumètrica segons el tipus de compressor. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch.....	22
Figura 16. Pèrdues de potència. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch .....	23
Figura 17. Valors típics d'eficiència isentròpica i volumètrica en compressors de pistó segons la relació de compressió. Font: Refrigeration, Theory and practice, Aage Bredahl Eriksen .....	23
Figura 18. Esquema d'un vaporador inundat. Font: Wikipedia.....	24
Figura 19. Evaporador semi-inundat. Font: INSTALACIONES TERMICAS, MECANICAS Y FRIGORIFICAS - UTN .	24
Figura 20. Evaporador d'expansió seca. Font: Biblioteca sobre ingeniería energética, P. Fernández Díaz.....	24
Figura 21. a) Evaporador de convecció natural, b) Evaporador de convecció forçada. Font: Google Images .....	25
Figura 22. Sistema de desglaçament per gas calent. Font: Pecomark.....	26
Figura 23. Diferents construccions dels evaporadors: de tubs circulars entre xapes (esquerra), de tubs circulars amb aletes longitudinals i transversals (dreta). Font: Biblioteca sobre ingeniería energética, P. Fernández Díaz .....	26
Figura 24. Procés d'intercanvi tèrmic en el condensador. Font: Refrigeración con CO2 en aplicaciones comerciales – UPM .....	27
Figura 25. Condensador refredat per aire del tipus convecció forçada. Font: Biblioteca sobre ingeniería energética, P. Fernández Díaz.....	27
Figura 26. Condensador de doble tub refredat per aigua Font: Biblioteca sobre ingeniería energética, P. Fernández Díaz .	28
Figura 27. Esquema d'un condensador evaporatiu. Font: Danfoss .....	28
Figura 28. Vàlvula expansió termostàtica. Font: Danfoss .....	29
Figura 29. Vàlvula de flotador de baixa pressió (esquerra) i alta pressió (dreta). Font: SWEP .....	29
Figura 30. Nomenclatura utilitzada per la definició dels refrigerants.....	30
Figura 31. Sistema supercrític amb temperatura de sortida del refredador de gas a 40 °C (esquerra) i sistema subcrític (dreta) de CO2. Font: Danfoss.....	32
Figura 32. Influència de la pressió a la sortida del compressor en un diagrama logP-h de CO2. Font: The Food Retail CO2 application handbook .....	33
Figura 33. Capacitat de refrigeració en funció de la pressió del gas cooler.....	33
Figura 34. Sistema de dues etapes en cascada. Font: Danfoss.....	34
Figura 35. Etapa de compressió amb HFC. Font: Danfoss .....	34

Figura 36. Etapa de compressió amb CO <sub>2</sub> . Font: Danfoss.....	34
Figura 37. Sistema tipus “booster” de dues etapes i un refrigerant .....	35
Figura 38. Funcionament supercrític. ....	35
Figura 39. Funcionament subcrític. ....	35
Figura 40. Límits geogràfics d'eficiència dels sistemes supercrítics de CO <sub>2</sub> . Font: Danfoss .....	35
Figura 41. Grau d'obertura de la vàlvula en funció de la pressió. Font: Danfoss safety relief valves .....	36
Figura 42. Vista general d'una cambra frigorífica i els seus elements principals en el circuit de refrigeració. Font: Cold Rooms Introduction – Danfoss; Edició pròpia .....	37
Figura 43. Creixement de bacteris al llarg del temps segons la temperatura ambient. Font: Module 1 Cold Rooms Danfoss .....	38
Figura 44. Efectes de la deshidratació en un tomàquet. Font: Google Images .....	39
Figura 45. Influència de la velocitat de l'aire de la cambra amb el factor de producte PF. Font: Cold room introduction manual - Danfoss .....	39
Figura 46. Cambra frigorífica d'emmagatzematge d'aliments. Font: Google images.....	40
Figura 47. Distribució percentual aproximada de les càrregues tèrmiques que afecten una cambra frigorífica. Font: Danfoss .....	40
Figura 48. Xarxa de resistències tèrmiques per la transferència de calor a través d'una paret plana. Font: Transferencia de calor y masa, Yunus A. Çengel.....	41
Figura 49. Evolució de la temperatura en el procés d'extracció de calor per refredar un producte, seguint el mètode tradicional. Font: Danfoss.....	42
Figura 50. Evolució de la temperatura en el procés d'extracció de calor per refredar un producte, seguint el mètode entalpia. Font: Danfoss .....	42
Figura 51. Representació del tipus de cortines en una cambra frigorífica. ....	45
Figura 52. Pèrdues de calor sensible per intercanvi d'aire a través d'una porta contínuament oberta i flux d'aire totalment establert. Font: Chapter 12 - Refrigeration Load, ASHRAE .....	45
Figura 53. Infiltració d'aire en un espai tancat a través del sistema de ventilació. Font: Infiltration Load Contributors – Danfoss AS .....	46
Figura 54. Procés a seguir en el càlcul de la capacitat de refredament de cambres frigorífiques.....	46
Figura 55. Caixa de cartró de fruita (dalt) i dimensions Europalet (baix). Font: Google Images .....	48
Figura 56. Distribució percentual de cada càrrega tèrmica sobre el total de la cambra de refrigeració. ....	49
Figura 57. Distribució percentual de cada càrrega tèrmica sobre el total de la cambra de congelació. ....	49
Figura 58. Sistema booster de dues etapes supercrític amb gas bypass.....	50
Figura 59. Diagrama logP-h de R744 del cicle booster supercrític amb gas bypass.....	50
Figura 60. Representació del cicle frigorífic de la instal·lació mitjançant el programa Coolselector2 .....	51
Figura 66. Diagrama simplificat P&ID del cicle de refrigeració calculat. ....	53
Figura 61. Evolució del COP utilitzant un sistema booster supercrític amb bypass de gas. ....	54
Figura 62. Evolució del COP utilitzant un sistema booster supercrític amb bypass de gas segons la ciutat d'instal·lació. ....	55
Figura 63. Diagrama logP-h de R404A del cicle de compressió de vapor de dues etapes representant mitjançant el software Coolpack. ....	56
Figura 64. Evolució del COP segons s'utilitzi refrigerant R404A o R744.....	57
Figura 65. Impacte total equivalent sobre l'escalfament global segons el refrigerant utilitzat en la instal·lació.....	57
Figura 67. Sistema booster supercrític de R744 amb bescanviador de calor entre la sortida del refredador de gas i el vapor que circula per la vàlvula bypass. ....	58
Figura 68. Diagrama logP-h del sistema booster supercrític de R744 amb bescanviador de calor entre la sortida del refredador de gas i el vapor que circula per la vàlvula bypass. ....	58
Figura 69. Sistema booster supercrític de R744 amb compressió paral·lela del vapor saturat del dipòsit acumulador. ....	59
Figura 70. Diagrama logP-h del sistema booster supercrític de R744 amb compressió paral·lela del vapor saturat del dipòsit acumulador.....	59
Figura 71. Nomenclatura de les dimensions de les cambres frigorífiques. ....	64

Figura 72. (Dreta) Orientació de les cambres frigorífiques. ....	64
Figura 73. Dimensions de la càrrega paletitzada.....	66
Figura 74. Selecció dels valors $Q_s/A$ per cada cambra frigorífica.....	69
Figura 75. Selecció del valor $R_s$ per cada cambra frigorífica. ....	69
Figura 76. Diagrama psicromètric per al càlcul entalpia de l'aire interior del magatzem. ....	70
Figura 77. Diagrama psicromètric per al càlcul entalpia de l'aire interior de la cambra de refrigeració. ....	70
Figura 78. Sistema booster de dues etapes supercrític amb gas bypass.....	71
Figura 79. Diagrama logP-h de R744 del cicle booster de dues etapes supercrític amb gas bypass. ....	72
Figura 80. Representació del cicle frigorífic mitjançant el programa Coolselector2.....	73
Figura 81. Càlcul de l'eficiència volumètrica dels compressors. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch .....	74
Figura 82. Gama de compressors semi-hermètics BITZER Ecoline per a $CO_2$ en aplicació subcrítica. Font: Pecomark.....	75
Figura 83. Gama de compressors semi-hermètics BITZER Ecoline per a $CO_2$ en aplicació supercrítica. Font: Pecomark..	75
Figura 84. Exaporador GUNTNER CUBIC VARIO. Font: Guntner.eu .....	76
Figura 85. Refredador de gas GUNTNER V-SHAPE COMPACT. Font: Guntner.eu.....	76
Figura 86. Gama de vàlvules d'expansió elèctrica Danfoss CCMT. Font: Pecomark .....	77
Figura 87. Resultat selecció del model CCMT 2 per la vàlvula d'expansió en la línia de líquid per baixa temperatura. Font: Danfoss Coolselector 2.....	78
Figura 88. Resultat selecció del model CCMT 4 per la vàlvula d'expansió en la línia de líquid per mitjana temperatura. Font: Danfoss Coolselector 2.....	78
Figura 89. Gama de vàlvules d'expansió d'alta pressió Danfoss ICMTS. Font: Pecomark .....	79
Figura 90. Gama de vàlvules de bypass de gas Danfoss CCMT. Font: Pecomark .....	79
Figura 91. Gama de dipòsits acumuladors OCScold. Font: Pecomark .....	79
Figura 92. Diagrama simplificat P&ID del cicle de refrigeració calculat.....	80

## ÍNDEX DE TAULES

Taula 1. Refrigerants, degradants o no de la capa d'ozó i el seu potencial d'escalfament global (GWP) en l'horitzó temporal de 100 anys. Font: GWP of refrigerants - UNEP.....	15
Taula 2. Classificació dels refrigerants segons el seu grup de seguretat. ....	30
Taula 3. Classificació dels refrigerants segons la seva composició química.....	31
Taula 4. Percentatge d'humitat relativa per la conservació d'aliments. Font: Danfoss.....	39
Taula 5. Comparació de la calor de respiració dels espinacs en el procés de refredament de 25 a 5 °C, segons es refredi en 1 hora o en 10 hores. Font: Product Load introduction - Danfoss.....	43
Taula 6. Factor de calor sensible Rs per infiltració des de espais calents i dels exteriors cap a espais refrigerats. Font: Chapter 12 - Refrigeration Load, ASHRAE.....	45
Taula 7. Consideració de la radiació solar segons l'orientació. Font: Real Decreto 552/2019.....	47
Taula 8. Propietats termodinàmiques dels productes a emmagatzemar. Font: Chapter 8, Thermal Properties of Foods, ASHRAE.....	47
Taula 9. Dimensions de les cambres frigorífiques a analitzar. ....	48
Taula 10. Resum de les càrregues tèrmiques en la sala de refrigeració.....	49
Taula 11. Resum de les càrregues tèrmiques en la sala de congelació.....	49
Taula 12. Resum de les capacitats de refredament de cada cambra del magatzem frigorífic.....	49
Taula 13. Principals resultats del cicle de compressió de vapor de R744 supercrític booster de dues etapes.....	51
Taula 14. Resum dels components principals i elements de control seleccionats segons el disseny del cicle.....	52
Taula 15. Funcions dels sensors en els components principals del cicle frigorífic. ....	53
Taula 16. Temperatura de sortida del refredador de gas/condensador en funció de la temperatura ambiental. Font: Tsamos et al. Energy analysis of alternative CO <sub>2</sub> refrigeration configurations for retail food applications in moderat and warm climates. ....	54
Taula 17. Valors obtinguts del COP segons la temperatura de sortida del refredador de gas a Lleida, ....	54
Taula 18. Valors obtinguts del COP segons la temperatura de sortida del refredador de gas a Hortsens .....	55
Taula 19. Principals resultats del cicle de compressió de vapor de dues etapes amb R404A .....	56
Taula 20. Valors obtinguts del COP segons la temperatura de condensació.....	57
Taula 21. Resultats comparativa del sistema booster R744 segons la localització de la instal·lació. ....	60
Taula 22. Resultats comparativa segons el refrigerant utilitzat en el cicle frigorífic. ....	60
Taula 23. Resultats comparativa segons l'arquitectura del sistema booster de CO <sub>2</sub> .....	60
Taula 24. Tipus de materials utilitzats en la fabricació de panells d'aïllament tèrmic. Font: The effect of hybrid resin usage on thermal conductivity in ecological insulation panel production.....	64
Taula 25. Característiques de l'aïllament i els coeficients de convecció seleccionats per l'estudi de les cambres frigorífiques.....	65
Taula 26. Resultats càrrega tèrmica de transmissió a la cambra de refrigeració. ....	65
Taula 27. Resultats càrrega tèrmica de transmissió a la cambra de congelació. ....	65
Taula 28. Propietats termodinàmiques dels productes a emmagatzemar. Font: Chapter 8, Thermal Properties of Foods, ASHRAE.....	67
Taula 29. Resultats càrrega tèrmica del producte a la cambra de refrigeració. ....	67
Taula 30. Resultats càrrega tèrmica del producte a la cambra de congelació.....	67
Taula 31. Resultats càrrega tèrmica interna a les cambres de refrigeració i congelació.....	68
Taula 32. Resultats càrrega tèrmica dels equips a les cambres de refrigeració i congelació.....	68
Taula 33. Resultats càrrega tèrmica per infiltració (intercanvi d'aire) a les cambres de refrigeració i congelació.....	70
Taula 34. Resultats càrrega tèrmica per infiltració (ventilació forçada) a les cambres de refrigeració i congelació.....	70
Taula 35. Resultats de les etapes del cicle de refrigeració a la pressió òptima.....	73

## NOMENCLATURA

$v$	Volum específic del líquid [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]
$\beta$	Emissions de $\text{CO}_2$ associades al consum energètic [ $\text{kg/kWh}$ ]
$\Phi_{C\_C}$	Capacitat de refredament de l'evaporador de la cambra de congelació [ $\text{kW}$ ]
$\Phi_{C\_R}$	Capacitat de refredament de l'evaporador de la cambra de refrigeració [ $\text{kW}$ ]
$\Phi_H$	Capacitat de refredament del refredador de gas/gas cooler [ $\text{kW}$ ]
$\sigma_{\text{producte}}$	Densitat superficial de producte [ $\text{kg/m}^2$ ]
$\alpha_R$	Fracció recuperada o factor de reciclat
$A$	Àrea de la cambra [ $\text{m}^2$ ]
$A_{\text{útil}}$	Superfície útil per la càrrega de producte en la cambra [ $\text{m}^2$ ]
$c_{pC}$	Calor específica del producte després de la congelació [ $\text{kJ/kg } ^\circ\text{C}$ ]
$c_{pR}$	Calor específica del producte abans de la congelació [ $\text{kJ/kg } ^\circ\text{C}$ ]
$C_{\text{TOT},R}$	Càrrega total de refrigerant, [ $\text{kg}$ ]
$E_a$	Consum energètic anual [ $\text{kWh/a}$ ].
$\text{GWP}$	Potencial d'escalfament global
$H$	Alt [ $\text{m}$ ]
$h_{\text{ext}}$	Coefficient de convecció a l'exterior [ $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ]
$h_{\text{int}}$	Coefficient de convecció a l'interior [ $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ]
$h_R$	Calor de respiració del producte [ $\text{W/kg}$ ]
$h_{\text{Resp}}$	Calor de respiració producte [ $\text{mW/kg}$ ]
$k$	Coefficient de conductivitat tèrmica [ $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ]
$K_v$	Paràmetre de cabal a través de les vàlvules [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
$L$	Llarg [ $\text{m}$ ]
$L_f$	Calor latent de congelació [ $\text{kJ/kg}$ ]
$L_{\text{fuites}}$	Índex de fuites [ $\text{kg/any}$ ]
$m$	Càrrega de refrigerant [ $\text{kg}$ ]
$m_p$	Massa de producte [ $\text{kg}$ ]
$m_{pr}$	Massa producte que aporta calor per respiració [ $\text{kg}$ ]
$N$	Temps de funcionament [anys]
$\text{ODP}$	Potencial d'esgotament de la capa d'ozó
$\text{Pas}_c$	Pas de carretons elevadors / transpaletes, [ $\text{mm}$ ]
$\text{Pas}_p$	Pas del personal, [ $\text{mm}$ ]
$P_C$	Treball actual de compressió o Potència a l'eix del compressor de baixa T. [ $\text{kW}$ ]
$P_{C\_M}$	Potència consumida pel motor del compressor de baixa T. [ $\text{kW}$ ]
$P_R$	Treball actual de compressió o Potència a l'eix del compressor de mitja T. [ $\text{kW}$ ]



$P_{R\_M}$	Potència consumida pel motor del compressor de mitja T. [kW]
$PR_C$	Rati de compressió del compressor de baixa T.
$PR_R$	Rati de compressió del compressor de mitja T.
$Q$	Càrrega tèrmica [kW]
$q_{m,R\_BP}$	Cabal màssic de refrigerant a través de la vàlvula bypass [kg/s]
$q_{m,R\_C}$	Cabal màssic de refrigerant a través de l'evaporador de baixa T. [kg/s]
$q_{m,R\_R}$	Cabal màssic de refrigerant a través de l'evaporador de mitjana T. [kg/s]
$q_{m,R\_TOTAL}$	Cabal màssic de refrigerant en el sistema [kg/s]
$q_{V,R\_C}$	Cabal de refrigerant a través de la vàlvula d'expansió de baixa T. [m <sup>3</sup> /h]
$q_{V,R\_R}$	Cabal de refrigerant a través de la vàlvula d'expansió de mitja T. [m <sup>3</sup> /h]
$q_{V,R\_TOTAL}$	Cabal de refrigerant total [m <sup>3</sup> /h]
$q_{V,S\_C}$	Volum de desplaçament del compressor de baixa T. [m <sup>3</sup> /h]
$q_{V,S\_R}$	Volum de desplaçament del compressor de mitja T. [m <sup>3</sup> /h]
$T_{AMB}$	Temperatura ambiental exterior [°C]
$T_{AMB.DISSENY}$	Temperatura ambiental exterior pel disseny de projectes de refrigeració [°C]
$T_{ENT,C}$	Temperatura entrada producte cambra congelació [°C]
$T_{ENT,R}$	Temperatura entrada producte cambra refrigeració [°C]
$T_{evap}$	Temperatura d'evaporació [°C]
$TEWI$	Impacte total equivalent sobre l'escalfament global [kgCO <sub>2eq</sub> ]
$T_{EXT\_PROJ}$	Temperatura exterior pel disseny de projectes amb la correcció per insolació [°C]
$t_f$	Temps de funcionament dels equips frigorífics [h/dia]
$TLV$	Valor Umbral Límit ( <i>Threshold Limit Value</i> ) [ppm]
$T_{MAGATZEM}$	Temperatura ambient de l'interior del magatzem frigorífic [°C]
$T_{SÒL}$	Temperatura sòl magatzem frigorífic [°C]
$\dot{V}_{AIRE}$	Cabal d'aire a través dels sistemes de ventilació
$W$	Ample [m]
$x$	Gruix d'aïllament [m]
$X$	Títol de vapor

## 1 OBJECTIUS I ABAST DEL PROJECTE

En els darrers anys, el món de la refrigeració s'ha exposat a diversos canvis, ja que s'està procedint a l'eliminació dels refrigerants fluorats sintètics a causa del seu alt impacte mediambiental. Les fuites provocades en sistemes en funcionament és una de les causes més importants de l'efecte hivernacle. L'aprovació al Parlament Europeu de la normativa 517/2014 (F-Gas) ha comportat que, a partir de l'1 de gener de 2020, quedi prohibit l'ús de refrigerants amb un potencial d'escalfament global (GWP) igual o superior a 2500, a més de l'aprovació de taxes imposades als gasos amb alt GWP, implicant que la càrrega de refrigerant de sistemes antics sigui molt cara. A partir de l'1 de gener de l'any 2022, el límit quedarà establert en 150, essent el CO<sub>2</sub> l'únic refrigerant vàlid per instal·lacions frigorífiques en complir aquest límit (GWP = 1) i estar classificat segons el grup de seguretat A1. Tanmateix, el fet de tenir el punt crític a una temperatura baixa (31°C@74 bar) fa que, quan la temperatura ambient sigui alta, el cicle treballi en la zona supercrítica, on es necessiten materials i equipament adequats per suportar altes pressions, a més de veure's reduïda la seva eficiència.

Els objectius que es plantegen cobrir en el present projecte són els següents:

- Conèixer la problemàtica actual dels refrigerants amb la introducció de la normativa F-Gas.
- Analitzar les alternatives introduïdes en els sistemes de refrigeració davant l'entrada en vigor de la normativa F-Gas que afecta principalment el sector comercial de la refrigeració.
- Calcular les càrregues tèrmiques que afecten la capacitat frigorífica de cada cambra.
- Ampliar els coneixements en els cicles de refrigeració, fluids refrigerants i càlculs termodinàmics per aplicar-ho al disseny d'un magatzem frigorífic que consta d'una cambra de refrigeració i una de congelació, situat a les terres de Lleida.
- Aprendre l'ús de software d'anàlisi de sistemes de refrigeració (CoolPack, Danfoss CoolSelector) que es basa en el software EES.
- Seleccionar components comercials per la construcció de la instal·lació frigorífica.
- Estudiar diferents alternatives per la millora de l'eficiència cicle termodinàmic.
- Mostrar els principals avantatges i inconvenients de la mateixa instal·lació comparant diferents situacions.
- Extreure conclusions sobre l'aplicabilitat d'aquests sistemes de refrigeració en climes propis del sud d'Europa i analitzar l'aspecte econòmic i mediambiental.

Queden dins l'abast del projecte l'anàlisi de les càrregues tèrmiques de cada cambra a més del disseny, càlcul i selecció dels elements bàsics per un circuit de refrigeració per compressió de vapor. Per contra, queda fora de l'abast del projecte i serà considerat com a línies futures del projecte, l'anàlisi econòmica del període de retorn de la inversió, disseny de detall de les cambres i de la instal·lació frigorífica, així com el pressupost per execució material, gestos generals i benefici industrial del projecte.



## 2 MARC HISTÒRIC I ACTUALITAT

Una de les principals àrees d'aplicació de la termodinàmica és en la refrigeració, consistint en la transferència de calor des d'una regió de temperatura inferior fins a una de temperatura superior. L'ésser humà, des de la prehistòria, ha tingut la necessitat d'emmagatzemar els aliments, ja sigui en coves fredes o en la neu, per així poder gaudir de reserves en època d'escassetat d'aliments.

En l'època dels romans, es va començar a construir pous de gel, figura 1, tecnologia que s'ha utilitzat fins al segle XX. En aquest mètode s'aprofita que el sòl presenta un gradient tèrmic tal que, al voltant dels 4 m de profunditat, la temperatura és pràcticament constant al llarg de l'any i igual a la temperatura mitjana anual de la zona.

Amb l'entrada dels refrigerants, el procés de refrigeració va canviar completament. Tots els compostos que es poden utilitzar en un cicle termodinàmic amb canvi de fase de gas a líquid i viceversa, poden ser utilitzats com a fluids frigorífics. Alguns d'aquests refrigerants, com l'amoniac, els hidrocarburs i el diòxid de carboni, són substàncies naturals, mentre que d'altres només es poden produir artificialment. Els refrigerants sintètics típics són CFC (clorofluorocarburs), HCFC (hidro-clorofluorocarburs) i HFC (hidro-fluorocarburs).



Figura 1. Pou de gel del segle XVI a La Rioja. Font: Wikipedia

Els inicis de la refrigeració per compressió de vapor es situen al segle XVIII, quan el professor William Cullen de Glasgow [1] va produir gel mitjançant l'evaporació de l'aigua a baixa pressió. També va realitzar experiments evaporant etil-èters per produir una reducció de temperatura

La primera generació de refrigerants és coneguda com "qualsevol cosa que funcionés" [2]. Començant al segle XIX i durant els pròxims 100 anys, els refrigerants utilitzats eren dissolvents i fluids volàtils (èters, amoniac, diòxid de carboni, diòxid de sofre, etc.). Gairebé tots eren inflamables, tòxics (o ambdós) i alguns molt reactius, motiu pel qual hi havia molts accidents.

La segona generació de refrigerants, enfocada a la seguretat i la durabilitat, es distingeix per un canvi cap als compostos fluorats. A escala industrial, la refrigeració estava ben establerta, essent l'amoniac el principal fluid frigorífic utilitzat. A nivell domèstic, la refrigeració només era accessible pels rics. Les més que sovint fuites de metanoat de metil (R-611) i diòxid de sofre (R-764) van retardar la sortida al mercat d'equips frigorífics domèstics per reemplaçar les caixes de gel. El clorometà era el més perillós, però els estadísticament segurs amoniac i diòxid de sofre generaven inseguretat, ja que una fuga durant la nit podria comportar la mort de tota una família. Per ser més acceptable, el frigorífic domèstic havia de convertir-se en un article molt més barat i produït en massa i havia de ser segur, fiable i lliure de requisits de manteniment.

Van ser necessaris dos desenvolupaments per fer-ho possible. El primer era dissenyar un sistema totalment tancat, tenint el motor elèctric contingut dins del sistema i exposat al refrigerant. Els refrigerants com diòxid de sofre, clorur de metil, propà i isobutà són adequats per a sistemes hermètics. L'amoniac, en canvi, no ho és, per ser un bon conductor de l'electricitat. A finals de la dècada de 1920 i 1930 van començar a aparèixer frigorífics domèstics amb sistemes completament tancats, però van patir la manca d'un refrigerant realment adequat. El diòxid de sofre, tot i que no és inflamable, era tòxic i pudent.

El clorur de metil era tòxic i inflamable, tot i que no tenia olor. Tenia una gran afinitat per l'aigua, en presència del qual era inestable i es descomponia per formar àcids. També reaccionava fortament amb l'alumini, formant compostos inestables. El propà i l'isobutà eren ideals en tots els sentits, excepte que eren altament inflamables. Els refrigerants d'hidrocarburs tenien un historial de seguretat molt bo, però la introducció del refrigerador elèctric estava fortament oposada per les empreses de gel, que podrien veure una amenaça per al seu negoci. També es van oposar els sindicats de treballadors, al veure que molts dels seus membres podrien quedar-se sense feina. Per superar aquesta oposició i guanyar confiança, era evident la necessitat de trobar un refrigerant molt més segur.

Va ser llavors [1] quan Charles F. Kettering, de General Motors, va veure el gran potencial de fabricació en massa d'equips frigorífics elèctrics i va encarregar a Thomas Midgley la recerca d'un fluid refrigerant estable, no tòxic, no inflamable, capaç de ser utilitzat en refrigeració elèctrica i no conductor de l'electricitat. El 1928, Thomas Midgley, Albert Henne i Robert McNary van crear refrigerants de clorofluorocarboni (CFC). Els compostos produïts van ser "els primers fluids refrigerants no inflamables al món, millorant així la seguretat dels aparells d'aire condicionat."

Un dels compostos desenvolupats va ser el R-22, un clorofluorocarboni (HCFC) que es va convertir en un refrigerant estàndard utilitzat en els condicionadors d'aire residencial durant les pròximes dècades. Es van introduir aquests refrigerants sintètics perquè tenen diverses propietats avantatjoses per als cicles de refrigeració, incloent una bona eficiència termodinàmica i una pressió relativament baixa. Malauradament, també tenen efectes adversos. La majoria dels refrigerants influeixen en l'atmosfera quan són alliberats, podent realitzar canvis no substancials (per exemple, CO<sub>2</sub>) a molt significatius (CFC). Les dues principals influències sobre el medi ambient són la destrucció de la capa d'ozó i l'efecte hivernacle.



Dècades més tard, els científics descobririen que el clor, un component dels refrigerants CFC i HCFC, té efectes perjudicials sobre la capa d'ozó. Com a resultat, R22, el refrigerant residencial estàndard, va ser inclòs a la llista del Protocol de Montreal (1987) de substàncies que havien de ser eliminades progressivament per a la producció dels nous aparells d'aire condicionat i bombes de calor. Amb l'establiment del Protocol de Montreal sorgia la tercera generació dels refrigerants, enfocada a la protecció de la capa d'ozó. Així doncs, s'introdueixen els HFC (hidrofluorocarburs) com a reemplaçament dels refrigerants que esgoten l'ozó. En general, els HFC substitueixen els HCFC, que s'han utilitzat com a solució intermèdia després de l'eliminació dels CFC. Per tant, el consum i les emissions dels HFC augmentarien substancialment durant les pròximes dècades.

Tot i que els HFC ajuden a reduir el problema de la destrucció de la capa d'ozó, es tracta de gasos d'efecte hivernacle amb un gran potencial d'escalfament global (veure il·lustració 2)

Substance	GWP value (100 year)
<b>ODS</b>	
CFC-12	10 300
HCFC-22	1780
HCFC-123	79
HCFC-124	527
HCFC-142b	2070
<b>NON-ODS</b>	
HFC-23	12 500
HFC-32	704
HFC-125	3450
HFC-134a	1360
HFC-143a	5080
HFC-152a	148
HFC-1234ze(E)	<1
HFC-1234yf	<1
R-744 (CO <sub>2</sub> )	1
R-717 (Ammonia)	0
R-290 (Propane)	5

*Taula 1. Refrigerants, degradants o no de la capa d'ozó i el seu potencial d'escalfament global (GWP) en l'horitzó temporal de 100 anys. Font: GWP of refrigerants - UNEP*

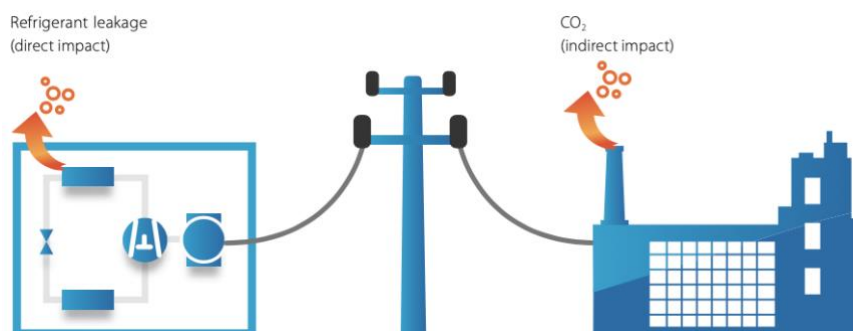
Els refrigerants HFC comuns tenen un potencial d'escalfament global, GWP, de l'anglès *Global Warming Potential* que van des de 1.300 a gairebé 4.000 (mesura de 100 anys).

Això significa que, en el pitjor dels casos, 1 kg d'HFC-134a alliberat a l'atmosfera correspon a 1360 kg d'emissió de CO<sub>2</sub>, fet que comporta que els HFC rebuin molta atenció dels defensors del medi ambient, les agències reguladores i, per descomptat, la indústria de la refrigeració i la climatització. Els HFC han estat designats com a "gasos d'efecte hivernacle potents" i estan cada vegada més subjectes a la legislació i la regulació.

Les emissions es produeixen durant tot el cicle vital dels refrigerants: producció, ús i reciclatge o destrucció. En total, les emissions anuals estimades de gasos fluorats (F-gas) dels sistemes de refrigeració l'any 2018 a Europa van equivaldre, per si soles, a més de 77 milions de tones mètriques de CO<sub>2</sub> [3], que s'incrementa amb les emissions de les unitats d'aire condicionat mòbils i fixes. La contribució total de les emissions de gasos fluorats en l'escalfament global era comparable a la de les indústries d'aviació o d'informàtica [4]. Tot i que les xifres absolutes i les projeccions de diverses fonts són objecte de debat, no es pot subestimar l'abast del problema.

Davant d'aquesta situació, sorgeix la quarta generació de refrigerants, enfocada a reduir les emissions de gasos d'efecte hivernacle que contribueixen en l'escalfament global (Protocol de Kyoto 1997, entrada en vigor al 2005)

Hi ha dues variables en relació de l'escalfament global degut a l'aire condicionat i la refrigeració: l'impacte directe a causa de l'emissió de refrigerants i l'impacte indirecte a causa del consum d'energia. La suma d'aquests dos factors s'anomena "impacte d'escalfament total equivalent" (TEWI) - vegeu la figura 2. D'acord amb la seva definició, la TEWI depèn de diversos factors: fugites directes incloent fugites durant la producció, taxes de fuga anuals i recuperació de pèrdues i factors indirectes incloent l'eficiència de la instal·lació i la intensitat de carboni de la producció d'electricitat. Per exemple, si la font d'electricitat és l'energia eòlica o la hidroelèctrica, les fugites directes són més importants que quan l'electricitat és produïda pel carbó.



*Figura 2. Emissions directes i indirectes d'instal·lacions de refrigeració. Font: Danfoss*

## 2.1 REGLAMENT EUROPEU N° 517/2014 (F-Gas)

Amb l'entrada en vigor del nou reglament europeu N° 517/2014 (F-Gas) del Parlament Europeu i del Consell del 15 d'abril de 2014 sobre els gasos fluorats d'efecte hivernacle [5], s'han imposat determinades restriccions i prohibicions en l'ús de refrigerants amb fórmules basades en gasos fluorats (principalment HFCs) d'elevat GWP, dirigides a reduir l'emissió dels gasos d'efecte hivernacle. Per d'acomplir aquesta normativa, s'estableixen:

- Normes de contenció, ús, reparació i destrucció de gasos fluorats d'efecte hivernacle.
- Condicions a la comercialització de productes y aparells específics que continguin gasos fluorats d'efecte hivernacle o dels quals depengui el seu funcionament.
- Condicions d'ús específiques de gasos fluorats d'efecte hivernacle.
- Límits quantitatius per la comercialització d'hidrofluorocarburs.

L'adopció de les mesures en quant a la comercialització i control de l'ús d'aquests refrigerants ha marcat profundament el camp de la refrigeració. La refrigeració comercial és la principal afectada, ja que majoritàriament està basada en refrigerants fluorats com el R134a (amb un GWP = 1430), R404A (3922) i R507a (3985). Els tres pertanyen al nivell A1 en la classificació de seguretat dels refrigerants, ja que presenten baixa toxicitat i no son inflamables. Mentre que el primer és un hidrofluorocarburi (HFC), els demés es formen a través d'una mescla d'HFC (azeotròpica en el cas de l'R507a i zeotròpica en el cas del R404A), entre els quals es troba el mateix R134a.

D'entre les mesures aprovades, destaquen les següents:

- Prohibició progressiva de la comercialització d'aquells productes i aparells específics que utilitzin gasos fluorats d'efecte hivernacle. L'1 de gener de 2020 es prohibeix la comercialització de frigorífics i congeladors per ús comercial (equips segellats hermèticament), que continguin un HFC amb un GWP igual o superior a 2500. L'1 de gener de 2022 es prohibeix la comercialització de frigorífics i congeladors per ús comercial (equips segellats hermèticament) i de centrals frigorífiques de multicompressor, compactes, per ús comercial, amb una capacitat valorada igual o superior a 40kW que continguin un HFC amb un GWP igual o superior a 150, excepte si en els circuits refrigerants primaris dels sistemes en cascada es puguin utilitzar gasos fluorats d'efecte hivernacle amb un GWP inferior a 1500 (afecta a les centrals frigorífiques).
- Des de l'1 de gener de 2020, queden prohibits els gasos fluorats d'efecte hivernacle amb un GWP igual o superior a 2500 per revisar o efectuar el manteniment d'aparells de refrigeració amb una càrrega de 40 tones equivalents de CO<sub>2</sub> o més. No és aplicable a aparells destinats a refredar productes per sota de -50°C.

A la vegada, el percentatge de gas refrigerant que pot ser comercialitzat a la Unió Europea s'ha sotmès a una reducció gradual, essent un 63% el gas que pot ser comercialitzat entre el 2021-2023 respecte el 100% del 2015 i es reduirà gradualment fins aconseguir el 21% fixat per l'any 2030.

Entre les alternatives proposades, destaquen els següents refrigerants fluorats: R1234ze (GWP = 7), R1233zd (4,5) i R1234yf (4). Els tres son hidro-fluoro-olefines (HFO) i ofereixen un comportament molt similar als fluids HFC. El primer i el tercer pertanyen a la categoria de seguretat A2L, de baixa inflamabilitat i baixa toxicitat, mentre que el segon pertany al nivell A1. També es proposen gasos no fluorats com alternativa, com és el cas del R744 (CO<sub>2</sub>), objecte d'estudi d'aquest projecte, o el R717 (NH<sub>3</sub>). A continuació es mostra un resum de les mesures implantades al llarg del temps en el camp de la refrigeració i com han afectat a segons quins tipus de refrigerants (figura 3).

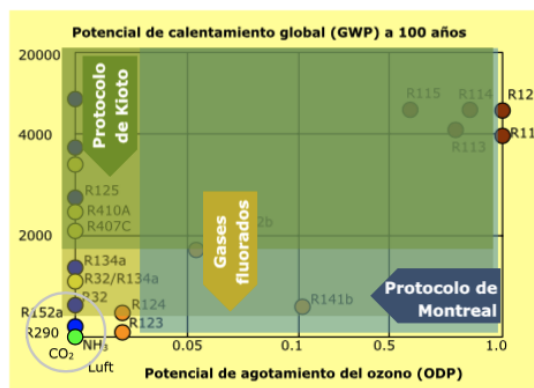
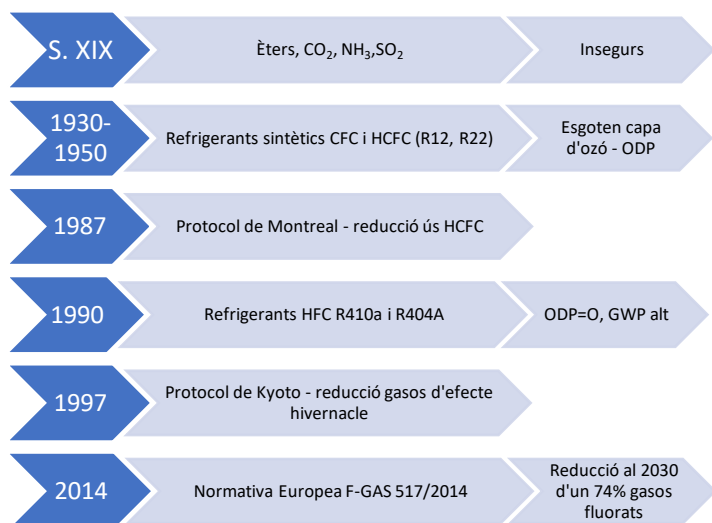


Figura 3. Gràfica dels valors GWP i ODP dels refrigerants i les mesures implantades al llarg del temps.  
Font: Danfoss

## 2.2 SITUACIÓ ACTUAL ESPANYA – EUROPA - MÓN

Tradicionalment en les darreres dècades, el refrigerant per excel·lència utilitzat en refrigeració comercial ha sigut l'R404A, que presenta unes característiques idònies per baixa, mitjana i alta temperatura. Amb l'entrada en vigor de la normativa F-Gas, el sector de la refrigeració s'ha dedicat a buscar alternatives menys perjudicials pel medi ambient.

Segons l'informe [6] de la secretaria d'estat del medi ambient del govern espanyol, de les següents cadenes de supermercats/hipermercats, representant entre un 40-50% de la superfície de refrigeració comercial del país, hi ha un total de 78 instal·lacions alternatives als HFC's, essent CO<sub>2</sub> en cascada, CO<sub>2</sub> supercrític i sistemes bombejats de glicol. Destaca el CO<sub>2</sub> en cascada, que representa un 70% del total de les instal·lacions amb tecnologies alternatives als HFC's. Extrapolant a la resta de supermercats, suposaria un total de 150 instal·lacions amb tecnologies alternatives als HFC's, de les quals 110 serien CO<sub>2</sub> en cascada, 40 sistemes supercrític i 10 sistemes de glicol.

La tecnologia alternativa que majoritàriament s'està implementant a Espanya és el CO<sub>2</sub> en cascada, que representa aproximadament el 70% de les instal·lacions alternatives, com s'ha exposat anteriorment. Es tracta d'una solució força comú en els països mediterranis, mentre que al centre i nord d'Europa s'implementa el CO<sub>2</sub> supercrític. Un informe elaborat per Shecco (2016), exposa que existeixen 8732 supermercats a tota Europa amb la tecnologia supercrítica, dels quals Alemanya (1958), Regne Unit (1227), Noruega (1244), Dinamarca (1234) i Suïssa (927) representen el 75,47%. Per altra banda, sol l'1,84 % estan instal·lats a Espanya, Portugal i Itàlia. No obstant, el necessitar d'un refrigerant addicional (sovint un HFC) per condensar el CO<sub>2</sub> fa que els sistemes supercrítics despertin cada vegada més interès.

La següent figura mostra l'actualitat i la tendència a seguir en les diferents zones del món. El CO<sub>2</sub> és el principal refrigerant en instal·lacions com ara supermercats/magatzems de capacitats de refredament entre 20 i 500 kW. No obstant, s'observa que a la Xina i a la resta de països que no pertanyen a Europa o Estats Units i Canadà (NAM), no té gran cabuda. Tot i així, l'objectiu a nivell global és evolucionar cap a instal·lacions de CO<sub>2</sub> pel seu gairebé nul impacte mediambiental.

		Domestic-Household Refrigeration			Light Commercial Refrigeration			Condensing Units			Centralised Commercial racks (Supermarkets)			Industrial Refrigeration		
		Capacity 50-300 W			0,15 - 5 kW			3-20 kW			20-500 kW			1-10 MW		
Refrigerant	Region/Year	2020	2023	2027	2020	2023	2027	2020	2023	2027	2020	2023	2027	2020	2023	2027
CO <sub>2</sub> (R744)	NAM														**	**
	EU														**	**
	China															**
	ROW															**
NH <sub>3</sub> (R717)	NAM														**	**
	EU														**	**
	China															**
	ROW															**
HC e.g. R290	NAM															
	EU															
	China															
	ROW															
HFC (A1)	NAM															
	EU															
	China															
	ROW															
HFC/HFO (GWP < 150) (A2L)	NAM															
	EU															
	China															
	ROW															

\*\* Ammonia/CO<sub>2</sub> cascades will dominate industrial refrigeration

■ Main refrigerant      ■ Limited use and only niche applications  
■ Regular use      ■ Not applicable or unclear situation

Figura 4. Tendència global en l'ús de refrigerants. NAM (EEUU i Canadà), ROW (Rest of the World). Font: Danfoss

### 3 FONAMENTS DEL CICLE DE REFRIGERACIÓ PER COMPRESSIÓ

#### 3.1 FUNCIONAMENT I DEFINICIÓ DE COP

Els sistemes de refrigeració consten principalment de quatre elements: L'evaporador, el compressor, el condensador i el dispositiu d'expansió. La combinació d'aquests equips permet al refrigerant canviar les seves propietats termodinàmiques per tal d'absorbir calor d'un focus fred (espai que es vol refrigerar) i alliberar-la al focus calent (exterior). Si bé existeixen configuracions més complexes, el paper de cada un d'aquests elements és clau per poder comprendre qualsevol sistema complex.

En un **cicle reversible ideal**, l'extracció de calor del focus fred es duu a terme mitjançant la vaporització del líquid refrigerant a baixa pressió, mentre que la cessió de calor al focus calent es fa mitjançant la condensació a alta pressió del vapor format en la compressió isentròpica. A través d'un dispositiu d'expansió, es fa caure dràsticament la pressió del fluid refrigerant fins aconseguir un vapor humit que s'anirà evaporant al seu pas per l'evaporador (figura 5)

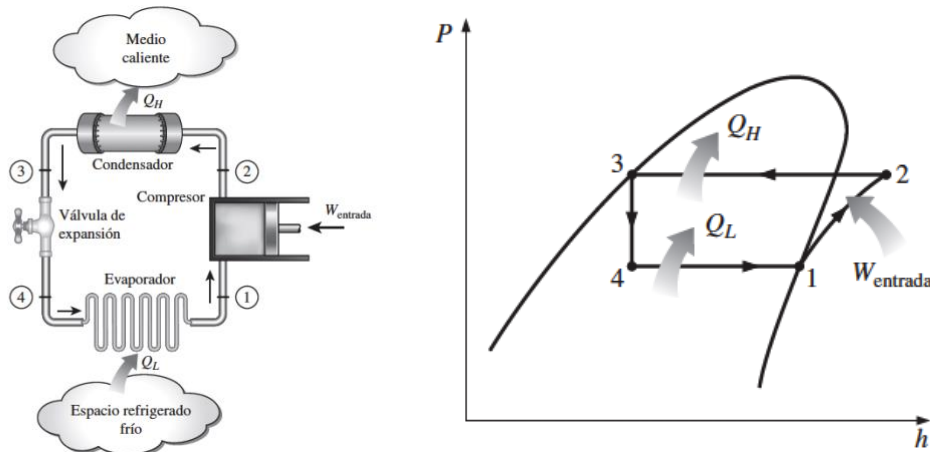


Figura 5. Esquema i diagrama P-h pel cicle ideal de refrigeració per compressió de vapor. Font: Font: Termodinàmica, Yunus A. Çengel

Els quatre components associats al cicle de refrigeració per compressió de vapor són dispositius de flux estacionari [7], fet pel qual es poden analitzar els quatre processos com a flux estacionari. Els termes energia cinètica i potencial es poden menysprear, ja que els canvis d'energia que es produeixen en aquest sentit són petits en comparació als termes de treball i transferència de calor. Per tant, segons el primer principi de la termodinàmica, el balanç d'energia per unitat de massa del sistema es redueix a:

$$q_{entrada} - q_{sortida} + w_{entrada} = 0$$

Com bé s'ha comentat anteriorment, l'objectiu del cicle de refrigeració és eliminar calor de l'espai que tenim refrigerat. Per mesurar l'eficiència del refrigerador s'utilitza el coeficient d'operació COP (de l'anglès *coefficient of performance*):

$$COP_R = \frac{\text{Sortida Desitjada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{net,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

A la pràctica, el cicle real de refrigeració difereix del mostrat en la figura 5 degut a les diferents irreversibilitats que tenen lloc en els components:

- Efectes de fricció en el compressor que augmenten l'entropia i la transferència de calor.
- Caigudes de pressió degudes a la fricció en canonades, vàlvules i bescanviadors de calor.

En els següents apartats es detallarà informació sobre els components principals involucrats en el cicle de refrigeració.

## 3.2 COMPRESSORS

L'objectiu dels compressors en un cicle de compressió de vapor és comprimir el refrigerant, en estat vapor, fins al nivell de condensació, provocant un augment de pressió i temperatura. Els compressors, segons el seu principi de funcionament, es poden classificar de la següent manera (figura 6):

- Compressors de desplaçament positiu

L'augment de pressió s'aconsegueix confinant un volum de gas en un espai tancat i reduint el seu volum mitjançant una acció mecànica. La capacitat d'aquests no es veu afectada de manera important per la pressió de treball. Es distingeixen dos tipus:

- **De pistó o alternatiu**
- **Rotatiu (cargol, scroll, paletes i orbital)**

- Compressors dinàmics.

L'augment de pressió s'obté al proporcionar energia cinètica al flux de vapor i, mitjançant un difusor, convertir aquesta energia en pressió. Dins d'aquest grup s'inclouen **compressors centrífugs i de flux axial**, encara que en l'indústria de la refrigeració sol s'utilitzin els primers. La seva capacitat ve fortament lligada a la pressió de treball.



Figura 6. Classificació dels compressors en funció dels seus principis de funcionament. Font: Danfoss



En funció del disseny de l'equip, els compressors es classifiquen de la següent manera:

- Compressor obert.

La principal característica dels compressors oberts és que el compressor i el motor es troben ubicats en carcasses independents però connectats mitjançant un acoblament o una corretja.

- Compressor semihermètic.

El cos dels compressors semihermètics permet la seva reparació, ja que es pot accedir als components interns. El cost d'aquests tipus de compressors és superior als hermètics.

- Compressor hermètic.

El cos dels compressors hermètics es troba tancat hermèticament, impossibilitant la realització de qualsevol tasca de reparació en cas de que es produeixi una averia. No obstant, no es solen trobar aquests tipus de compressors per potències superiors a 50 HP.



Figura 7. D'esquerra a dreta: Compressor obert, semihermètic i hermètic. Font: Google Images

En el camp de la refrigeració, els compressors més utilitzats són els alternatius (o de pistó) i els de cargol (o helicoidals). En el següent apartat s'entrarà en detall sobre aquests tipus de compressors.

### 3.2.1 Compressors alternatius

Es tracta del tipus més comú de compressor. El principi de funcionament consisteix en un moviment alternatiu produït per la rotació d'un mecanisme de biela-manovella, seguint un cicle de 2 temps (figura 9), comprimint volums de gas específic entre el pistó i les parets del cilindre. Aquest moviment fa que s'introdueixi gas a l'interior del cilindre durant el desplaçament d'aspiració (o entrada) i que aquest es descarregui en el desplaçament posterior. Les vàlvules d'aspiració i descàrrega, accionades per ressorts, s'obren i es tanquen automàticament a mesura que el pistó desplaça amunt i avall per la cambra del cilindre.

Els elements principals d'un compressor alternatiu són els representats en la figura 8.

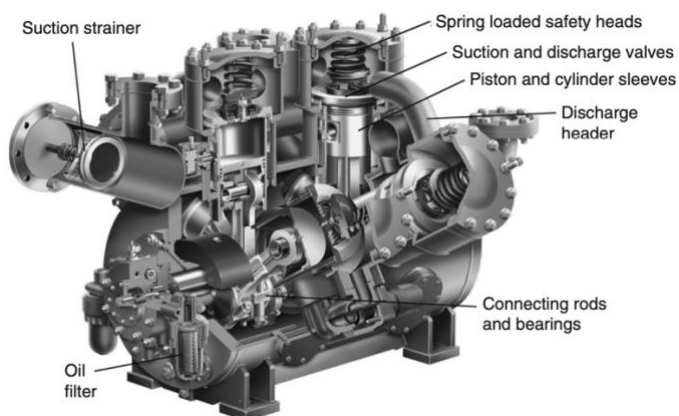


Figura 8. Components d'un compressor alternatiu. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch

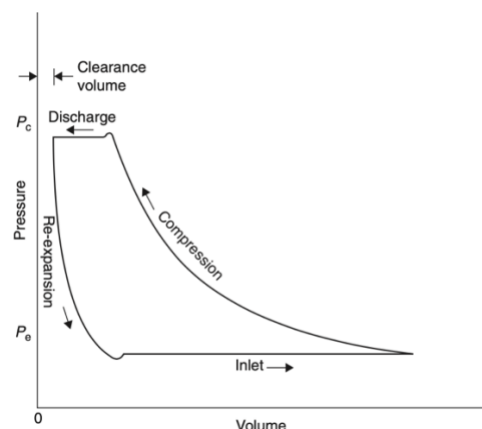


Figura 9. Diagrama Pressió-Volum d'un compressor alternatiu. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch

### 3.2.2 Compresors de cargol

Existeixen de dos tipus, de cargol únic o doble (figura 10), tot i que el més comú és el de cargol doble. El flux de refrigerant es produeix principalment en direcció axial i la compressió es realitza de forma contínua. El principi de funcionament d'aquests compresors es basa en la disminució del volum d'aire en la cambra de compressió on es troba confinat a mesura que aquest avança des de la zona de succió cap a la zona de descàrrega, produint així un increment en la pressió interna fins arribar al valor de disseny previst, moment en el qual el gas és alliberat. La principal diferència respecte el compressor alternatiu o de pistó es troba en la forma de comprimir, ja que com s'ha explicat anteriorment, en aquest tipus la compressió es realitza al llarg de tot el rotor, mentre que en el de pistó es fa en dos fases (aspiració i compressió).

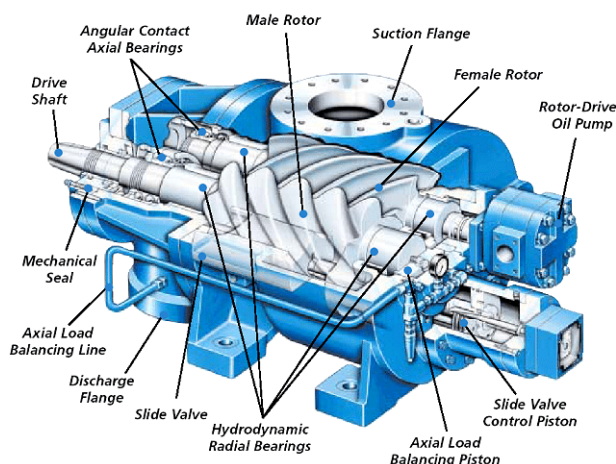


Figura 10. Elements d'un compressor de doble cargol. Font: Google images

### 3.2.3 Capacitat i eficiència volumètrica

En un compressor alternatiu, quan el pistó es troba en el punt mort superior (PMS en la figura 11), el gas que queda atrapat en la part superior de la carrera (volum d'espai lliure, figura 12.b) ha de tornar a expandir-se abans que una nova càrrega de refrigerant pugui entrar al cilindre, vegeu la figura 13.d. La vàlvula d'aspiració no s'obrirà fins que la pressió del cilindre sigui inferior a la pressió de succió. Un volum de re-expansió o d'espai lliure més gran significa que el pistó ha desplaçar-se més avall en el cilindre abans que la pressió caigui per sota de la pressió d'aspiració. Com més avall es desplaci sense que la vàlvula d'entrada s'obri, més grans seran les pèrdues. En la figura 9 es pot veure representat el cicle, on l'àrea interior representa el treball necessari per realitzar el procés de compressió.

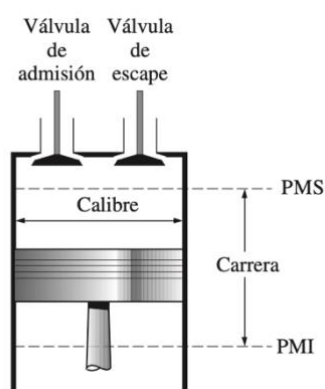


Figura 11. Nomenclatura per motors alternatius. Font: Termodinàmica, Yunus A. Çengel

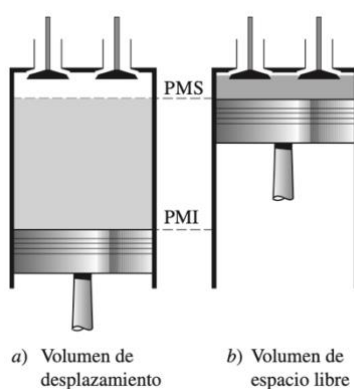


Figura 12. Volums de desplaçament i d'espai lliure d'un motor alternatiu. Font: Termodinàmica, Yunus A. Çengel

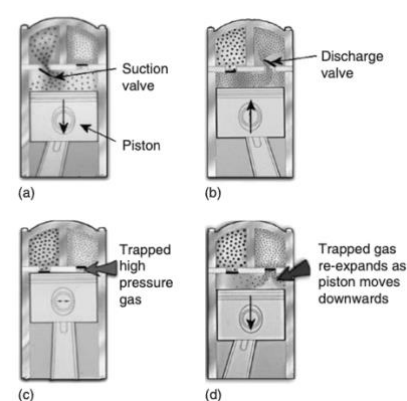


Figura 13. Compressor alternatiu: (a): etapa de succió, (b) etapa de descàrrega, (c) pistó en el PMS i (d) Re-expansió durant l'etapa de succió. Font: Emerson Climate Technologies

La quantitat de gas bombada pel compressor serà sempre menor que el desplaçament físic dels pistons en els cilindres. Les pèrdues degudes a la re-expansió (esmentada anteriorment) i la resta de pèrdues es mostren a la figura 14. **L'eficiència volumètrica ( $\eta_v$ )** compta totes les pèrdues que afecten el cabal del compressor. El punt de referència és l'estat del gas (pressió  $P_1$  i temperatura  $T_1$ ) a l'entrada del compressor. La recollida de calor per pèrdues en el motor s'inclou en el cas de compressors de tipus tancat. A la pràctica, l'eficiència volumètrica és propera a una regressió lineal amb la relació de pressió, com es mostra a la figura 15. El principal factor que ocasiona pèrdua de volum en una màquina de pistó és la re-expansió. Tot i així, el seu efecte no és massa greu perquè es recupera el treball en el procés de re-expansió.

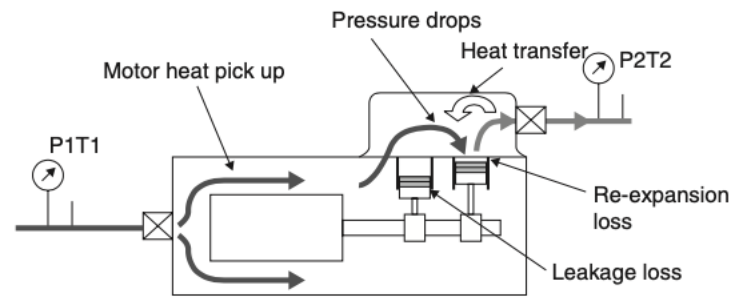


Figura 14. Pèrdues volumètriques. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch

L'eficiència volumètrica es pot calcular de la següent forma:

$$\text{Eficiència volumètrica } (\eta_v) = \frac{\text{Cabal volumètric en l'aspiració}}{\text{Volum de desplaçament}} = \frac{q_{v1}}{q_{v,s}}$$

El volum de desplaçament és el volum desplaçat pel pistó al moure's entre el PMI i el PMS (figura 12.a). Aquest pot ser calculat mitjançant la següent fórmula:

$$q_{v,s} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot z \cdot n \left[ \text{m}^3/\text{s} \right]$$

On:

- D diàmetre del cilindre o calibre [m]
- S carrera del pistó [m]
- Z nombre de cilindres
- N nombre de revolucions [ $\text{s}^{-1}$ ]

El cabal volumètric en l'aspiració es pot calcular a través del **cabal màssic de refrigerant,  $q_{m,R}$  [kg/s]** i el **volum específic del refrigerant en el punt d'entrada de la vàlvula d'aspiració,  $v_1$  [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]**

$$q_{v1} = q_{m,R} \cdot v_1 \left[ \text{m}^3/\text{s} \right]$$

Comparant el cicle de funcionament del compressor de cargol amb el compressor de pistó, es veu que no hi ha espai mort ni tampoc carrera d'expansió. Com a conseqüència, l'eficiència volumètrica dels compressors de cargol és superior als de pistó (figura 15). Per relacions de compressió superiors a 8, el compressor de pistó redueix la seva eficiència volumètrica per sota del 60%, essent necessari recórrer a compressions de doble etapa. En canvi, els compressors de cargol, no es veuen tant afectats. Al no tenir vàlvules ni tantes parts mòbils, els compressors de cargol tenen menys manteniment que els de pistó.

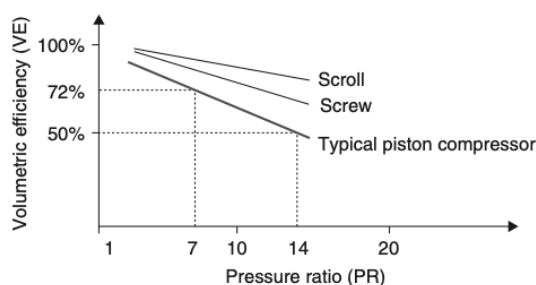


Figura 15. Valors típics d'eficiència volumètrica segons el tipus de compressor. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch



### 3.2.4 Eficiència isentròpica

L'eficiència isentròpica dels compressors,  $\eta_c$ , es defineix en referència a un procés reversible i adiabàtic de compressió, essent la raó entre el treball requerit per augmentar la pressió d'un gas a un valor específic de forma isentròpica, i el treball actual de compressió. El treball actual serà sempre superior al treball isentròpic degut a les pèrdues com mostra la figura 16. La magnitud d'aquestes depèn del tipus de compressor, on en general el 10% són degudes a l'eficiència del motor, 5-10% degut a les friccions ocasionades i un 10% relacionades al flux i pèrdues de calor.

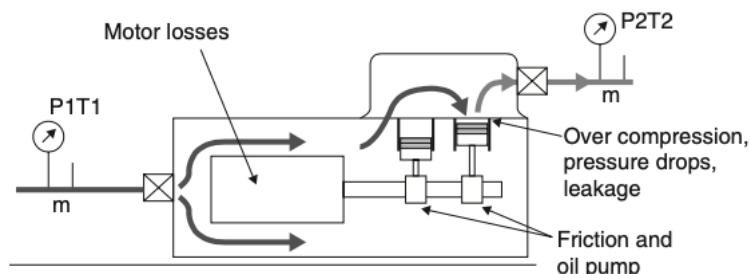


Figura 16. Pèrdues de potència. Font: *Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch*

$$\eta_c = \frac{P_{s,1-2}}{P_{a,1-2}} = \frac{W_s}{W_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Els subíndex "s" i "a" fan referència al procés, isentròpic i actual (o real), respectivament.

La potència o treball actual de compressió, també anomenada potència a l'eix, es pot calcular mitjançant la següent fórmula:

$$P_{a,1-2} = q_{m,R} \cdot (h_2 - h_1) [W]$$

On  $h_1$  i  $h_2$  [kJ/kg] és el valor d'entalpia a la vàlvula de succió i descàrrega, respectivament.

A la pràctica, és típic utilitzar un diagrama com el mostrat en la figura 17 per calcular l'eficiència isentròpica i volumètrica d'un compressor de pistó, donada una relació de compressió.

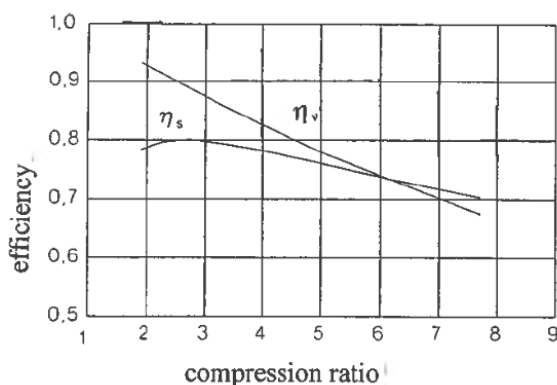


Figura 17. Valors típics d'eficiència isentròpica i volumètrica en compressors de pistó segons la relació de compressió. Font: *Refrigeration, Theory and practice, Aage Bredahl Eriksen*

### 3.3 EVAPORADORS

L'evaporador [8], situat en el focus fred, és un intercanviador de calor en el que el refrigerant, que prové de la vàlvula d'expansió a baixa pressió i baixa temperatura, s'evapora al absorbir calor del fluid present en el medi a refredar. És tracta de l'equip que treballa a menor pressió del sistema. Donada una temperatura de disseny de l'espai a refrigerar, la temperatura d'evaporació ha d'oscil·lar entre 5 i 10 °C menys que temperatura del medi a refrigerar.

Actualment, són moltes les varietats, tipus i formes dels evaporadors existents al mercat en funció dels diferents requisits per a diferents aplicacions, ja que fins i tot el la naturalesa del medi a refredar pot ser líquida o gasosa. No obstant, pel camp d'aplicació d'aquesta memòria es poden classificar de la següent manera:

#### 1) Segons les condicions de sortida del refrigerant:

- a. **Inundat.** Són evaporadors de gran rendiment ja que el refrigerant es troba en estat líquid des de l'entrada fins a la sortida, tot i que a la sortida es troba en estat de mescla líquid-gas (amb un títol de vapor baix). Això implica que el diferencial de temperatura entre el refrigerant i el medi a refredar sigui pràcticament constant en tota la superfície de l'evaporador. Una altra característica d'aquest tipus d'evaporadors és el sistema d'expansió, ja que són reguladors de nivell o vàlvules flotador, essent aquests molt fiables i econòmics.

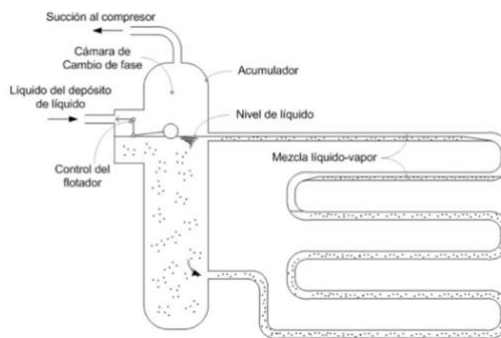


Figura 18. Esquema d'un vaporador inundat. Font: Wikipedia

- b. **Semi-inundat.** Estan formats per circuits paral·lels que uneixen dos col·lectors, un de menor diàmetre per on entra el refrigerant i un de major diàmetre per la sortida, figura 19. Al estar els tubs connectats en paral·lel, la velocitat del refrigerant a través d'ells és molt baixa, ocasionant que el líquid es dipositi a la part inferior dels tubs, inundant-los. En canvi, el vapor que es forma circula per la part superior. És molt important un correcte anivellament dels evaporadors per garantir el seu correcte funcionament.

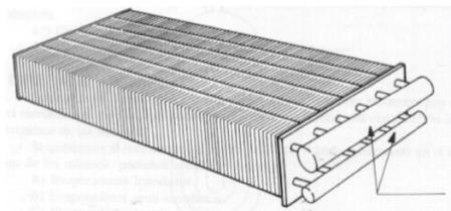


Figura 19. Evaporador semi-inundat. Font: INSTALACIONES TERMICAS, MECANICAS Y FRIGORIFICAS - UTN

- c. **Sec.** Es caracteritzen perquè a la sortida de l'evaporador el refrigerant es troba en estat gasós, fet que implica que una part de la superfície d'intercanvi de calor de l'evaporador s'utilitza per sobreescalfar el refrigerant. En aquest cas, l'alimentació es du a terme mitjançant vàlvules d'expansió termostàtiques que treballen en funció del grau de sobreescalfament del vapor a la sortida de l'evaporador, figura 20.

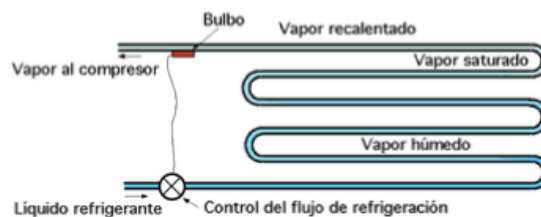


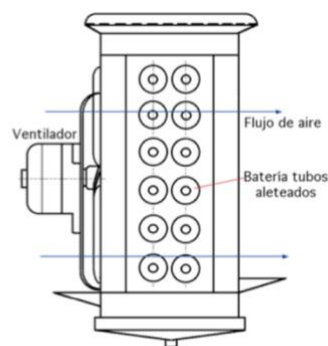
Figura 20. Evaporador d'expansió seca. Font: Biblioteca sobre ingeniería energética, P. Fernández Díaz.

## 2) Segons el procediment de circulació d'aire:

- a. **Convecció natural.** Es troba construït amb tubs llisos o en combinació de tubs i aletes. Degut a les diferències de densitat en l'aire, s'aconsegueix el refredament d'aquest. En aquests casos, el salt tèrmic entre la temperatura de la cambra i la d'evaporació ha de ser més gran que en el cas de convecció forçada. Majoritàriament, es tracta d'un sistema utilitzat en aquelles aplicacions on es desitja baixes velocitats d'aire i una deshidratació mínima del producte, com ara en congeladors domèstics, vitrines d'exposició de productes refrigerats o petits magatzems frigorífics. En la figura 21.a es pot observar la safata de recol·lecció de l'aigua que es condensa sobre els serpentins, a fi d'evitar que gotegi sobre el producte.
- b. **Convecció forçada.** Està format per un feix de tubs i aletes, tancats en una envoltant, per on circula l'aire mogut per ventiladors, figura 21.b. En funció de la temperatura a la que han d'operar, la freqüència dels desglaçaments i la classe de producte a refredar, s'escull la separació de les aletes (molt juntes per altes temperatures i més separades per baixa temperatura). En funció de la sortida de l'aire tractat, poden ser evaporadors murals, de sostre cúbic, de sostre horitzontal o amb boques de descàrrega. A la vegada, en funció de la pressió de l'aire de sortida, aniran equipats o bé amb ventiladors helicoidals o amb ventiladors centrífugs.



a)



b)

Figura 21. a) Evaporador de convecció natural, b) Evaporador de convecció forçada. Font: Google Images

## 3) Segons el sistema de desglaçament:

El procés de desglaçament consisteix en l'eliminació del gel format sobre la superfície de l'evaporador. Aquest gel és molt perjudicial, afectant el rendiment de l'evaporador, ja que actua com a aïllant entre el l'aire i el fluid refrigerant. Com a conseqüència, es té una doble problemàtica:

- Impedeix que l'aire de la cambra frigorífica que passa pel serpentí es refregi fins a la temperatura de funcionament necessària, obligant al compressor a treballar en cicles més llargs.
- Al no existir una correcta transmissió de calor, el refrigerant no pot evaporar-se completament, ocasionant que pugui arribar líquid al compressor.

El sistema de desglaçament a utilitzar, així com els intervals de funcionament, dependran de les característiques de la instal·lació.

- a. **Per aire.** S'utilitza en les cambres amb temperatura positiva ( $>3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Al formar-se gel en l'evaporador, la pressió d'aspiració va disminuint i arriba al punt en que el pressòstat (interruptor de pressió) desconnecta el compressor al obtenir lectures de pressió baixa. No obstant, el ventilador continua funcionant i, al tenir una temperatura positiva, va desfent el gel.
- b. **Per aigua.** El procés consisteix en tancar la vàlvula situada en la línia del líquid per a que el compressor aspiri el refrigerant fins treure'l completament de l'evaporador. A continuació, es para el compressor i els ventiladors de l'evaporador, per evitar que l'aigua es pugui projectar sobre l'interior de la cambra. Seguidament, es posa en marxa un sistema de dutxes que arriuen aigua sobre l'evaporador per tal de desfent el gel. En cambres on la temperatura és molt baixa, es recomana utilitzar una aigua glicolada per evitar que aquesta es congeli.
- c. **Per resistències elèctriques.** És tracta del sistema més utilitzat, per la seva simplicitat i eficàcia. El sistema es basa en la inclusió de resistències elèctriques que estiguin en contacte amb les aletes per tal de fondre el gel. No obstant, es tracta d'un inconvenient a efectes d'eficiència energètica, ja que presenten un gran consum d'energia.

- d. **Per gas calent.** Per la seva senzillesa i l'estalvi energètic que presenta, és tracta d'un sistema cada cop més present en instal·lacions frigorífiques. Consisteix en establir una via de comunicació entre la descàrrega del compressor i l'entrada de l'evaporador (figura 22), just després de la vàlvula d'expansió. No obstant, és un sistema on s'ha de tenir especial precaució, ja que pot presentar l'inconvenient que a l'entrar els gasos calents, aquests puguin desallotjar ràpidament les restes de líquid refrigerant que queden a l'evaporador, provocant problemes al compressor.

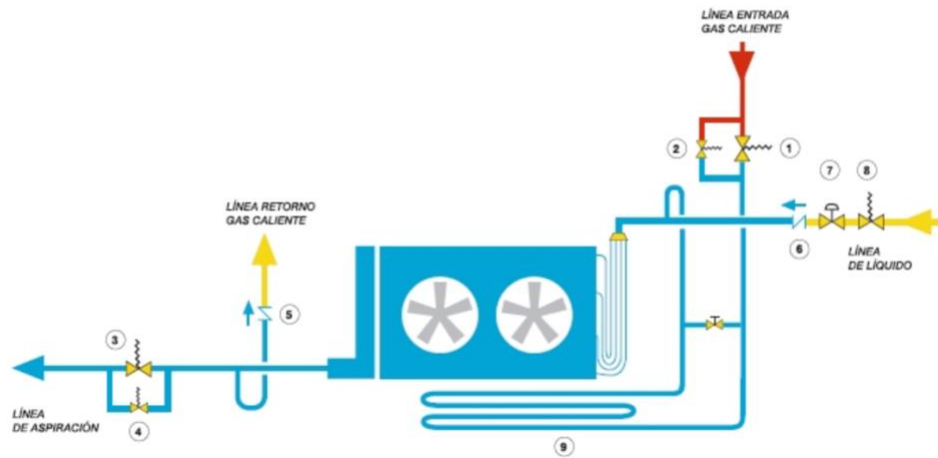


Figura 22. Sistema de desgasament per gas calent. Font: Pecomark

Com s'ha descrit anteriorment, hi ha molta varietat d'equips evaporadors i l'elecció dependrà de les particularitats del sistema. Segons cada aplicació, la construcció dels evaporadors podrà ser de tubs llisos, de plaques (plaques estampades o tubs entre xapes), de tubs i aletes, etc. (figura 23).

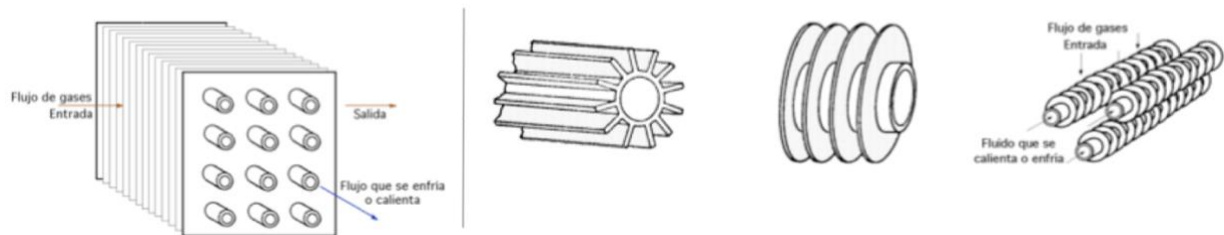


Figura 23. Diferents construccions dels evaporadors: de tubs circulars entre xapes (esquerra), de tubs circulars amb aletes longitudinals i transversals (dreta). Font: Biblioteca sobre ingeniería energética, P. Fernández Díaz

### 3.4 CONDENSADORS

El condensador [9], situat en el focus calent, és l'equip encarregat de refredar i condensar el vapor de refrigerant provinent del compressor, eliminant la calor que ha absorbit el refrigerant al seu pas per l'evaporador i el compressor. Per aconseguir-ho, és necessari un medi exterior a menor temperatura, generalment aire o aigua, on dissipar la calor de condensació (calor latent). És tracta de l'equip que treballa a la major pressió del sistema. La temperatura de condensació, en termes generals, ha d'oscil·lar entre 10 i 15 °C més que temperatura del medi exterior on dissipar la calor.

L'alliberament de calor passa per tres fases (figura 24). En la primera fase, es refreden els gasos sobreescalfats provinents de la descàrrega del compressor, fins a la temperatura de condensació. Degut a la gran diferència de temperatures entre el refrigerant i el condensador, sol tractar-se d'una fase força ràpida, tenint lloc en la primera quarta part del condensador. La segona fase consisteix en la dissipació de la calor latent de condensació, essent l'etapa més lenta (dues quartes parts del condensador destinades a aquest procés). Finalment, en l'última part del condensador es refreda el líquid refrigerant fins a la temperatura desitjada (líquid subrefredat). En el cas de tractar amb sistemes supercrítics, el condensador passa a ser un refredador de gas (en anglès *gas cooler*). Ambdós son intercanviadors de calor, però no seria correcte mantenir la mateixa nomenclatura ja que en cap cas s'arriba a condensar el refrigerant, donat que treballa per sobre el punt crític.

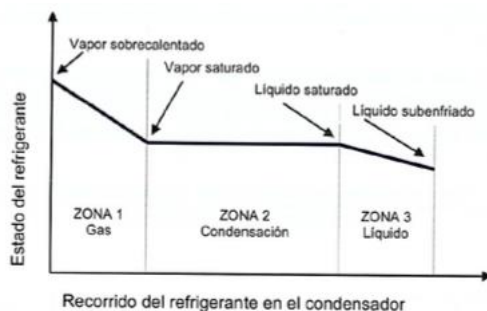
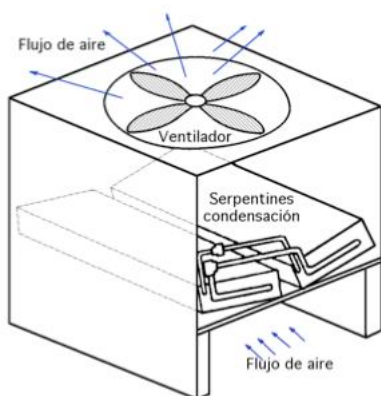


Figura 24. Procés d'intercanvi tèrmic en el condensador. Font: Refrigeración con CO2 en aplicaciones comerciales – UPM

Els diferents tipus de condensadors més comuns es classifiquen segons la seva forma de dissipar calor i el medi utilitzat:

#### 1) Condensadors refrigerats per aire

- Convecció natural.** El moviment de l'aire és originat per la variació de densitat d'aquest al posar-se en contacte amb la superfície calenta dels tubs del condensador per on circula el refrigerant a gran temperatura. És tracta d'una aplicació poc utilitzada en el sector d'instal·lacions industrials degut a la seva limitada capacitat. Segons la seva forma, pot ser de tubs llisos, tubs amb aletes o plaques.
- Convecció forçada.** L'aire circula accionat per un o diversos ventiladors que l'impulsen sobre la superfície del condensador, figura 25.



La construcció més típica d'aquest tipus de condensadors és la de tubs amb aletes. Les aletes tenen una separació estudiada que permet el pas de l'aire i a la seva vegada, reduir la possibilitat d'acumulació de brutícia al condensador. És molt important mantindre la superfície intercanviadora de calor neta del pols que s'hi diposita, ja que pot actuar com a aïllant tèrmic, dificultant que l'aire entri en contacte amb els tubs per on circula el refrigerant. En climes molt càlids, les elevades temperatures de condensació poden repercutir en un baix rendiment del sistema.

La localització d'aquests sistemes de condensació fa que els puguem classificar segons si van muntats en un xassís on també s'incorpora el compressor o bé remots, instal·lats normalment en l'exterior de l'edifici.

Figura 25. Condensador refredat per aire del tipus convecció forçada. Font: Biblioteca sobre ingeniería energética, P. Fernández Díaz

## 2) Condensadors refrigerats per aigua

Dins d'aquest grup, els podem diferenciar entre els que utilitzen la calor sensible de l'aigua, la calor latent o bé una combinació de les dues.

Els condensadors que utilitzen el calor sensible són els de **dobles tub a contracorrent** (figura 26) o els **multitubulars**. Actualment, els primers cada cop s'utilitzen menys, ja que representen un consum elevat d'aigua. Els condensadors multitubulars són un disseny perfeccionat dels de contra corrent. Aquests, incorporen aletes de refrigeració en els tubs, implicant una reducció de la mesura del condensador.

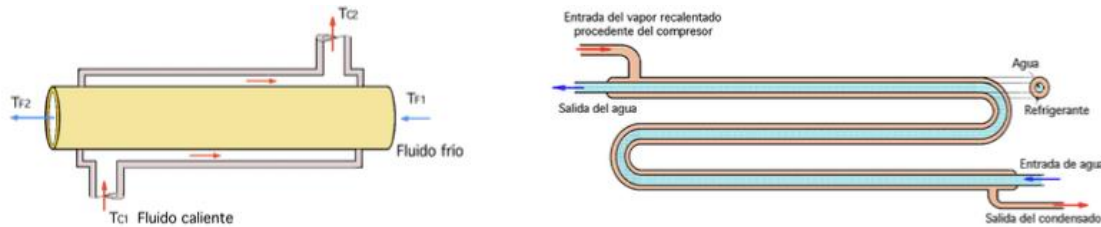


Figura 26. Condensador de doble tub refredat per aigua Font: Biblioteca sobre ingeniería energética, P. Fernández Díaz

Els condensadors que utilitzen el calor latent de l'aigua com a mecanisme de refrigeració són també anomenats **condensadors evaporatius**. Aquests utilitzen aigua i aire com a medis de condensació, funcionant amb similitud a les torres de refrigeració. Estan formats per un serpentin pel qual circula el refrigerant, un ventilador motoritzat, una sèrie de broquets de polvorització,

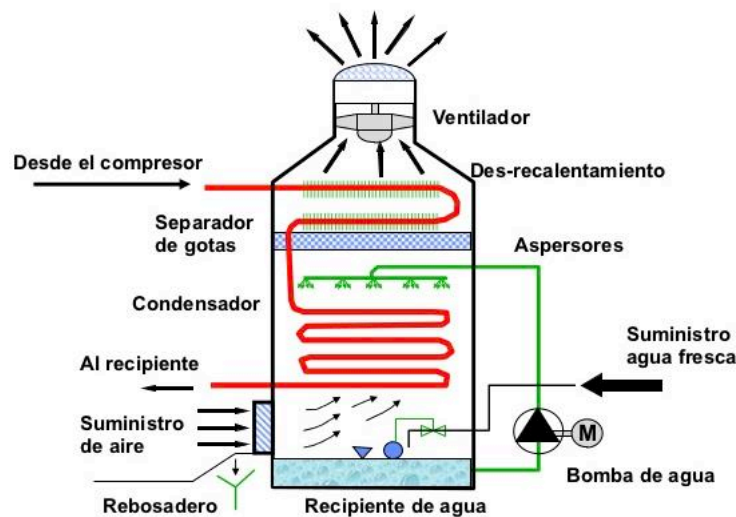


Figura 27. Esquema d'un condensador evaporatiu. Font: Danfoss

una sèrie de broquets de polvorització, sistemes de distribució d'aigua, un dipòsit d'aigua, una bomba de circulació d'aigua i la carcassa. El refrigerant sobreescalfat entra per la part superior com es pot observar en la figura 27, circula cap a la part inferior a través d'un serpentin que és constantment ruixat amb l'aigua que polvoritzen una sèrie de broquets, per tal de dissipar la calor cap a aquestes gotes d'aigua. A més, en contracorrent a l'aigua, circula l'aire aspirat pels ventiladors superiors, que produirà la vaporització de part de l'aigua i absorbirà calor de la resta de l'aigua refredant-la. L'aigua que caurà sobre el serpentin de condensació absorbirà el calor latent del refrigerant. El separador de gotes redueix considerablement la quantitat d'aigua que pot ser arrastrada per l'aire i ser expulsada cap a l'atmosfera.

L'aire saturat d'humitat que travessa el primer tram de tub del condensador produeix el des-sobreescalfament.

S'ha de tenir especial precaució en aquests equips, ja que s'han vist relacionats amb brots de legionel·losis [10]. És per això que la norma UNE EN 100030 en l'annex 4, inclou a títol informatiu un extracte de la norma ASHRAE 62-1989R, en la que s'ofereix un mètode teòric de càlcul de la distància de seguretat que té en compte, entre altres factors, el cabal d'expulsió d'aigua de la torre, la velocitat de descàrrega del líquid residual i el sentit dels vents predominants en la zona. En general, la millor ubicació per la majoria d'instal·lacions en edificis, amb algunes excepcions, és el sostre.

Finalment, els condensadors que utilitzen tant la calor latent com sensible de l'aigua per refrigerar són els anomenats **condensadors atmosfèrics**. Existeixen quatre tipus dins d'aquest grup: de tubs horitzontals, de descàrrega, sistema Block i de tubs transversals.



### 3.5 DISPOSITIUS D'EXPANSIÓ

La funció principal dels dispositius d'expansió és crear una caiguda de pressió del refrigerant que prové del condensador a alta temperatura i pressió. A més, compleix la funció de regular el cabal de refrigerant que passa per l'evaporador.

Principalment existeixen tres tipus de dispositius d'expansió:

- Vàlvules d'expansió termostàtiques (VET)
- Tubs capil·lars
- Vàlvules flotador
- Vàlvules d'expansió electròniques

Al mercat també trobem les vàlvules d'expansió electròniques, que ofereixen un control total i optimització del sistema però a la vegada és tracta d'un dispositiu complex i car, doncs necessiten d'un controlador electrònic i diversos sensors de temperatura i pressió.

#### 3.5.1 Vàlvula d'expansió termostàtica.

Els objectius d'aquest dispositiu d'expansió es poden resumir en els següents:

- Controlar el flux de refrigerant cap a l'evaporador de forma que s'aprofiti al màxim la seva superfície per tal d'extreure la major quantitat de calor possible.
- Reduir la pressió i temperatura del refrigerant provinent del condensador.
- Assegurar l'existència d'un sobreescalfament dins d'uns marges segur per evitar l'arribada de líquid al compressor.

Si la càrrega frigorífica augmenta, la VET obra i deixa passar més refrigerant per evitar un excés de sobreescalfament a la sortida de l'evaporador. En canvi, si aquesta disminueix, la VET tanca i deixa passar menys refrigerant per evitar una possible arribada de líquid al compressor.

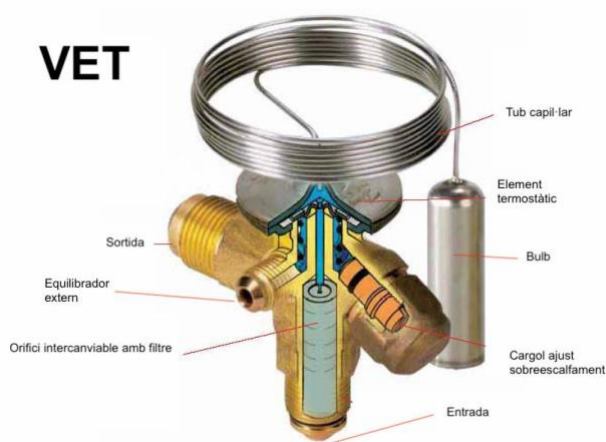


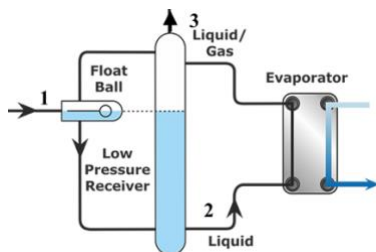
Figura 28. Vàlvula expansió termostàtica. Font: Danfoss

#### 3.5.2 Tubs capil·lars

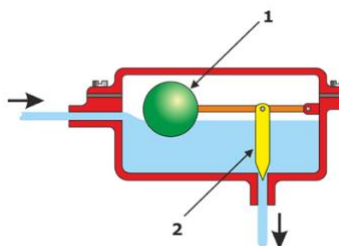
Es tracta d'un dispositiu utilitzat en major freqüència en sistemes senzills, com podrien ser refrigeradors domèstics, aparells d'aire condicionat, etc. El tub capil·lar és un tub de coure, amb un diàmetre interior entre 0,6 i 2,5 mm i una longitud variable en funció de la caiguda de pressió que es desitgi obtenir. Són útils quan la càrrega frigorífica no estigui sotmesa a grans variacions, ja que no són capaços de regular el pas de refrigerant. És molt important la instal·lació d'un filtre assecador abans del tub capil·lar per evitar que, degut a la humitat, es produeixi una obstrucció.

#### 3.5.3 Vàlvules flotador

Ja siguin per baixa o per alta pressió, les vàlvules flotador (figura 29) s'utilitzen com a dispositius d'expansió en els evaporadors inundats. En tots dos casos, l'objectiu és mantenir el nivell de líquid al dipòsit constant.



Quan el nivell de líquid del separador augmenta, la vàlvula flotador tancarà el pas de refrigerant i viceversa. El balanç s'obté quan el cabal de refrigerant cap a l'evaporador és igual al cabal de vapor que surt.



El flotador (1) flota en el líquid a alta pressió i l'agulla (2) oprimeix el pas de refrigerant. Quan el nivell de líquid augmenta, l'agulla obra pas al refrigerant cap a l'evaporador.

Figura 29. Vàlvula de flotador de baixa pressió (esquerra) i alta pressió (dreta). Font: SWEP

## 4 REFRIGERANTS

### 4.1 CLASSIFICACIÓ DELS REFRIGERANTS

Com s'ha vist en la secció 2, els refrigerants han evolucionat al llarg de la història segons les necessitats i/o preocupacions que han hagut en cada període. A la pràctica, hi ha molts tipus de fluids frigorífics amb propietats molt diferents.

L'ASHRAE (de l'anglès *American Society of Heating, refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) classifica els refrigerants segons la següent nomenclatura:

<p>R = refrigerant</p> <p><b>R134a</b></p> <p>Lletra minúscula defineix isòmer específic (formulació molecular)</p> <p>Nombre d'àtoms de Fluor (F)</p> <p>Nombre d'àtoms d'hidrogen (H) + 1</p> <p>Nombre d'àtoms de carboni (C) - 1 (omès quan el dígit és 0)</p>	<b>Sèrie</b>	<b>Nom</b>	<b>Gas</b>
	000	Metans	R12
	100	Etans	R134a
	200	Propans	R290
	400	Zeotròpiques	R410A
	500	Azeotròpiques	R501
	600	Orgànics	R600a
	700	Inorgànics	R744

Figura 30. Nomenclatura utilitzada per la definició dels refrigerants.

En el cas de les mescles, zeotròpiques i azeotròpiques, la lletra en majúscules al final de designació s'utilitza per diferenciar les mescles amb els mateixos components però amb diferent proporció, com per exemple R-407 (R23/ 125 / 134a), en que:

- R-407A (R23/ 125 / 134a) (20/40/40) %
- R-407B (R23/ 125 / 134a) (10/70/20) %
- R-407C (R23/ 125 / 134a) (23/35/53) %

En els refrigerants inorgànics, la designació és R700 + Pes molecular del compost (exemple: CO<sub>2</sub>: 2·16 + 12 = 44 -> R744)

Segons la seguretat que presenten els refrigerants [11], l'ASHRAE els refrigerants en dues categories: inflamabilitat i toxicitat. Els refrigerants amb la designació "A" no són tòxics, mentre que els designats "B" ho són. L'escala numèrica representa el nivell d'inflamabilitat dels refrigerants, essent "1" no inflamable i "3" molt inflamable, com es pot observar en la taula 2.

GRUP DE SEURETAT (Exemple)				
<b>MOLT INFLAMABLE</b>	<b>A3</b>	R290, R600	<b>B3</b>	R1140
<b>INFLAMABLE</b>	<b>A2</b>	R406a	<b>B2</b>	R30, R40
<b>BAIXA INFLAMABILITAT</b>	<b>A2L</b>	R1234yf	<b>B2L</b>	R717
<b>NO PROPAGA FLAMA</b>	<b>A1</b>	R22, R134a, R744	<b>B1</b>	R-123, R21
		<b>BAIXA TOXICITAT</b> TLV/TWA ≥ 400 ppm	<b>ALTA TOXICITAT</b> TLV/TWA ≤ 399 ppm	

Taula 2. Classificació dels refrigerants segons el seu grup de seguretat.



En la següent taula resum s'han classificat els refrigerants segons la seva naturalesa, aportant les principals característiques:

Tipus de refrigerant	Característiques principals	Exemples (GWP)
<b>CFC's (clorofluorocarbur)</b>	-Excel·lent estabilitat química -Classificació A1 -ODP alt -GWP alt	R12 (10900) R502 (4657)
<b>HCFC's (hidro-clorofluorocarbur)</b>	-Menor ODP que els CFC's -GWP alt -Classificació A1	R22 (1810) R124 (527)
<b>HFC's (hidro-fluorocarbur)</b>	-ODP=0 -En general tenen GWP alt	R134a (1430) R32 (675)
<b>Mescles (zeotròpiques i azeotròpiques)</b>	-ODP=0 -Compost per dues o més substàncies simples o pures -Punt d'ebullició i condensació constant (azeotròpiques) i variable (zeotròpiques) -Mescles azeotròpiques es comporten com a substància pura (es poden carregar en qualsevol fase, mentre que les zeotròpiques sol en fase líquida)	R404A (3922) R410A (2088) R507A (3985) R450A (604) R448A (1387) R513A (631)
<b>HFO (hidro-fluoro-olefines)</b>	-ODP=0 -GWP baix -Es mesclen amb HFC per poder treballar a baixes temperatures i	R1234yf (4) R1234ze (7)
<b>HC (hidrocarburs) – No halogenats</b>	-ODP=0 -GWP insignificant -Inflamables -Classificació A3	R290 (3) R600 (3)
<b>Inorgànics – No halogenats</b>	-ODP=0 -GWP=1 -Bones propietats termodinàmiques	R717 (0) R744 (1)

*Taula 3. Classificació dels refrigerants segons la seva composició química.*

Com a observació, 4 dels 17 refrigerants esmentats (els més coneguts segons cada tipus) no compleixen la normativa F-Gas que ha entrat en vigor l'1 de gener d'aquest any 2020, per tenir un GWP igual o superior a 2500. A partir de l'1 de gener de l'any 2022, aquesta proporció augmentarà a 11/17, ja que la restricció es fixarà en tenir un GWP igual o superior a 150.

L'adopció de mesures per la conservació del clima i medi ambient comporta la contínua recerca de refrigerants que siguin respectuosos en aquest sentit i a la vegada siguin altament eficients per l'aplicació que se'ls hi doni. Les propietats ideals per un refrigerant es podrien resumir en les següents:

- Calor latent de vaporització alt
- Densitat del gas a la succió alta
- Punt crític i punt triple fora del marge de funcionament
- Químicament estable, compatible amb els materials de construcció dels equips i miscible amb lubricants
- No corrosiu, no tòxic i no inflamable
- Respectuós amb el medi ambient (ODP=0 i GWP insignificant)
- Preu baix

No obstant, no hi ha cap fluid que compleixi totes aquestes característiques. El fet d'escollir entre un o altre dependrà de l'aplicació que se l'hi hagi de donar, seguint els criteris tècnic-econòmics i mediambientals adients.

## 4.2 EL CO<sub>2</sub> COM A REFRIGERANT I LES SEVES APLICACIONS

A l'analitzar aspectes com eficiència, seguretat, toxicitat i impacte sobre el canvi climàtic a nivell global, resulta evident que no existeix un refrigerant universal idoni per totes les aplicacions. El CO<sub>2</sub> es considera beneficiós en les següents aplicacions:

- Refrigeració Industrial

A l'aconseguir la seva màxima eficiència en baixes temperatures, el CO<sub>2</sub> proporciona grans avantatges com a fluid refrigerant secundari en aplicacions a mitjana temperatura. De la mateixa manera, posseeix unes excel·lents propietats de transferència de calor i elevada eficiència volumètrica. Gràcies a això, és capaç de congelar un gran nombre de productes en instal·lacions de mida petita.

- Distribució alimentària minorista

La fuga de refrigerants amb un GWP elevat en instal·lacions pertanyents al sector de la distribució alimentària minorista fa que el CO<sub>2</sub> sigui un dels principals objectius degut a la legislació mediambiental. Al no ser tòxic ni inflamable, representa una solució per aquest camp d'aplicació.

- Transport refrigerat

En aquest cas, es tracta d'una aplicació on els índex de fugues de refrigerant poden afectar notablement el medi ambient. El CO<sub>2</sub>, al no ser ni tòxic ni inflamable, pot contribuir a reduir la petjada ecològica de carboni en el sector.

- Refrigeració per servidors i dispositius electrònics.

Els avantatges i inconvenients principals d'utilitzar diòxid de carboni com a refrigerant són:

### Avantatges

- ♦ ODP = 0, GWP = 1.
- ♦ No és inflamable i baixa toxicitat (solament és perillós en altes concentracions) (grup de seguretat A1)
- ♦ Elevat coeficient de transferència de calor.
- ♦ Econòmic i alta disponibilitat en el mercat.

### Inconvenients

- ♦ Temperatures i pressions de treball superiors als HFC i altres refrigerants.
- ♦ Preu de la instal·lació elevat.
- ♦ En cas de fuga, al ser més dens que l'aire, s'acumula al sòl. Al ser inodor presenta dificultats per ser detectat.

### 4.2.1 Sistemes supercrítics vs. sistemes subcrítics

Les condicions de funcionament d'un sistema supercrític amb CO<sub>2</sub> varien en funció de la temperatura ambient, que canvia durant l'any. Al tenir un punt crític baix (31°C@74 bar), durant els períodes més benignes, quan la temperatura ambient no supera 29 °C, la condensació és possible i l'eficiència energètica és superior a la que s'aconsegueix mitjançant el mode supercrític (degut a la menor temperatura del gas). Aquesta és la raó per la qual es sol optar per una instal·lació amb una configuració que cobreixi les dues possibilitats en les regions, on des del punt de vista d'eficiència energètica, un sistema supercrític aporta més avantatges que un sistema en cascada. No obstant, això s'ha d'avaluar tenint en compte factors com la necessitat de recuperar el calor generat i els requisits que ha de satisfer la configuració del sistema.

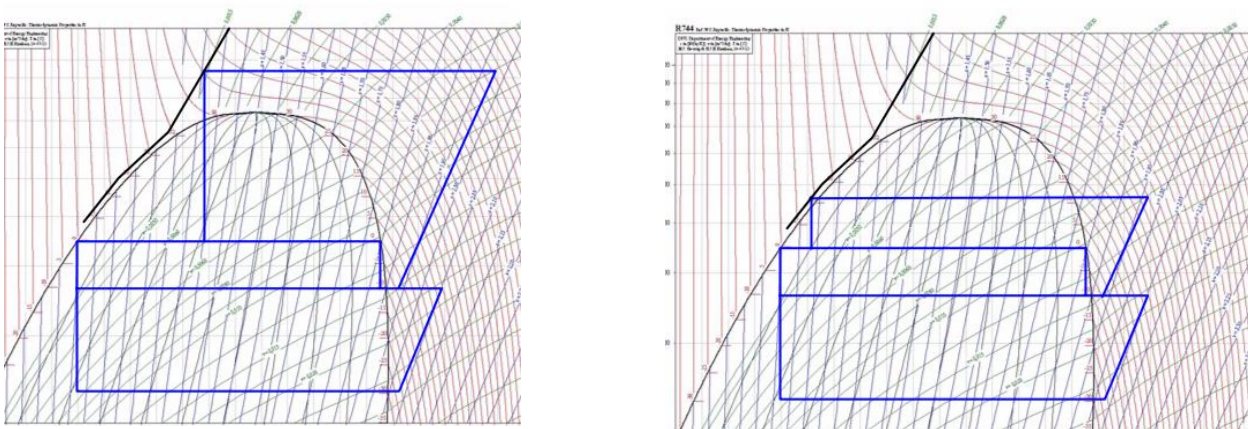


Figura 31. Sistema supercrític amb temperatura de sortida del refredador de gas a 40 °C (esquerra) i sistema subcrític (dreta) de CO<sub>2</sub>. Font: Danfoss

## 4.2.2 Valor òptim del COP

A l'utilitzar CO<sub>2</sub> com a refrigerant, el punt crític s'assoleix a 31°C@74 bar. A temperatures i pressions superiors, no existeix relació entre la pressió i la temperatura, doncs no mantenen cap vincle, com sí és dóna el cas en refrigeració subcrítica, on l'alliberació de calor té lloc a temperatura constant. D'aquesta forma, ambdós paràmetres es poden controlar individualment [12].

Tots els sistemes supercrítics que utilitzen CO<sub>2</sub> com a refrigerant posseeixen un estat de funcionament òptim quan el COP arriba al seu màxim valor. Quan augmenta la pressió al refredador de gas (*Gas Cooler*) i degut a la naturalesa del estat supercrític, el COP creix fins arribar un punt determinat a partir del qual comença a caure de nou. Com a resultat, aquest comportament ofereix una línia de funcionament òptim (representada amb punts negres en la il·lustració).

D'aquesta manera, el sistema de refrigeració supercrítica permet recuperar gairebé tota l'energia que normalment es dissipa en refredar el gas (al seu pas pel *Gas Cooler*). La figura 33 mostra la variació en capacitat de refrigeració i COP per un sistema operant a temperatura constant d'evaporació de -10 °C, sobreescalfament constant i temperatura a la sortida del refredador de gas constant.

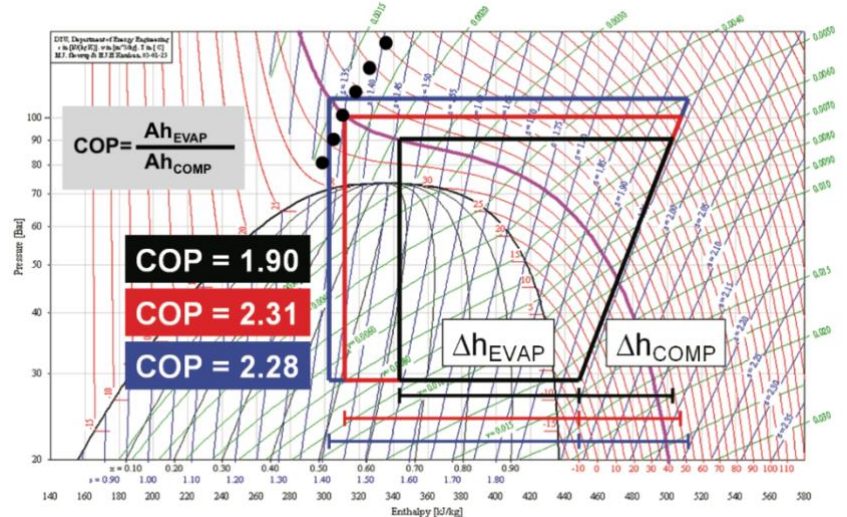


Figura 32. Influència de la pressió a la sortida del compressor en un diagrama logP-h de CO<sub>2</sub>. Font: The Food Retail CO<sub>2</sub> application handbook

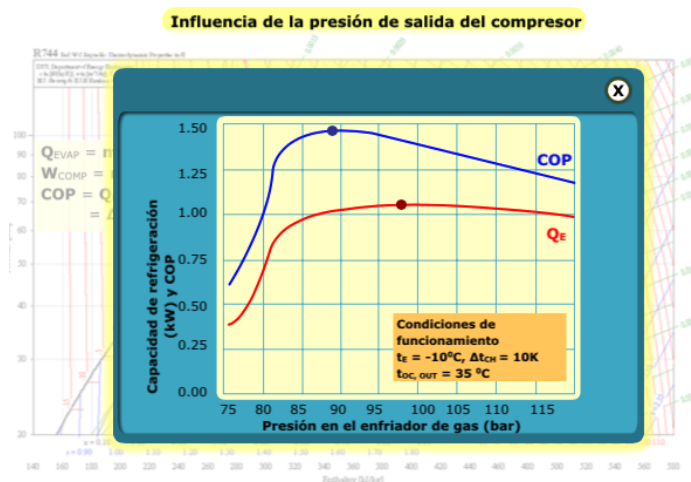


Figura 33. Capacitat de refrigeració en funció de la pressió del gas cooler

#### 4.2.3 Aplicacions comercials típiques del CO<sub>2</sub>:

- Sistema de dues etapes en cascada (dos refrigerants):

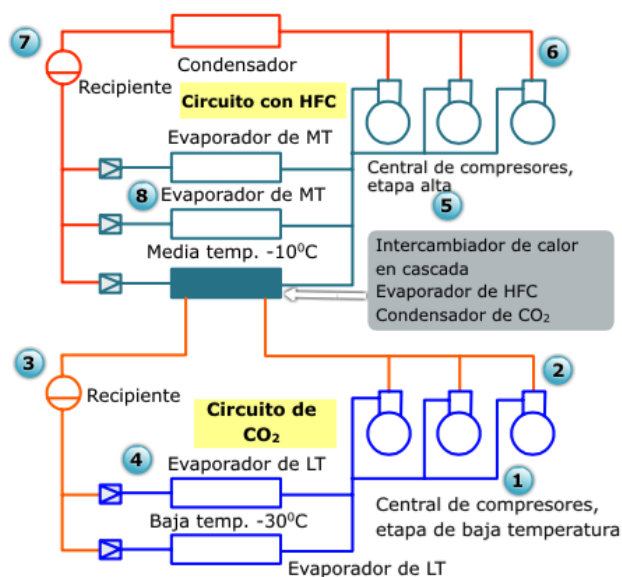


Figura 34. Sistema de dues etapes en cascada.  
Font: Danfoss

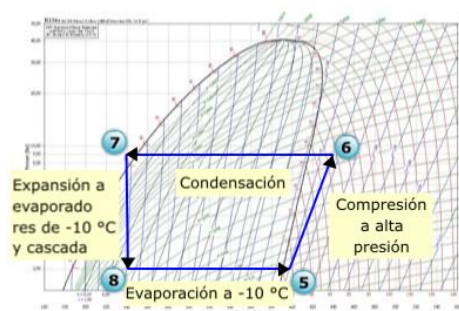


Figura 35. Etapa de compressió amb HFC. Font: Danfoss

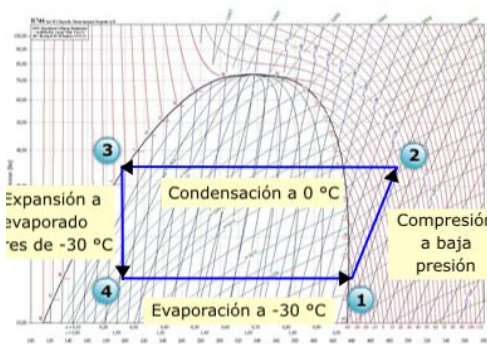


Figura 36. Etapa de compressió amb CO<sub>2</sub>. Font: Danfoss

Es tracta d'una aplicació generalment utilitzada en els casos que no és possible treballar amb pressions com les produïdes en els sistemes supercrítics. Aleshores, es realitzen sistemes en cascada on el CO<sub>2</sub> es condensa mitjançant un altre refrigerant diferent, com podria ser R134a. El circuit de CO<sub>2</sub> s'utilitza per obtenir les baixes temperatures (com podria ser les d'una cambra de congelació) i el R134a per refrigerar les cambres de temperatura propera a 0 °C i a la vegada per condensar el CO<sub>2</sub> a una temperatura al voltant de -10 °C. Cal recalcar que en aquest tipus d'aplicació és necessari utilitzar vàlvules d'expansió electròniques en l'intercanviador de calor on el refrigerant que s'evapora condensa el CO<sub>2</sub>. Els inconvenients d'aquesta aplicació recauen en saber controlar el canvi de fase del refrigerant, ja que en el R134a es produiria una gran transferència de calor que dificultaria el control de l'estat d'ebullició en que entraria i conseqüentment, les possibilitats de retorn de líquid al compressor. Sumat a això, com que la càrrega de refrigerant R134a en aplicacions de mitjana temperatura és gran (i conseqüentment les taxes a pagar incrementen), es redueix el camp d'aplicació d'aquest sistema.



- Sistema tipus “booster” de dues etapes i un refrigerant:

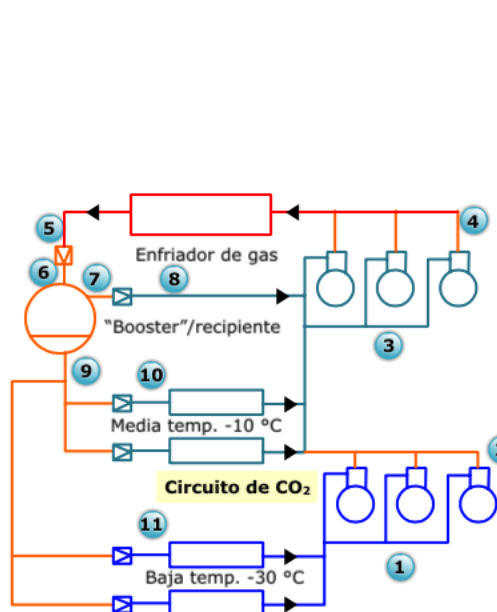


Figura 37. Sistema tipus “booster” de dues etapes i un refrigerant

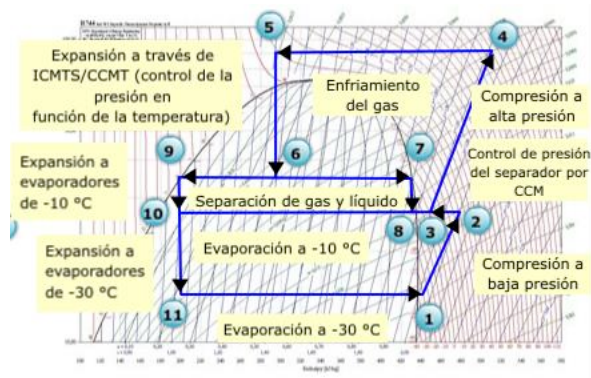


Figura 38. Funcionament supercrític.

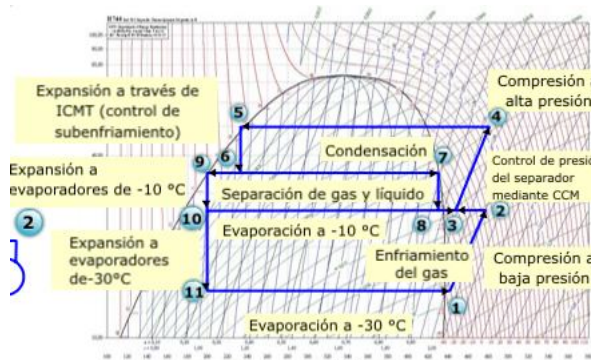


Figura 39. Funcionament subcrític.

El CO<sub>2</sub> recorre un cicle doble en aquesta aplicació. Per un costat, en els serveis de baixa temperatura el vapor és aspirat i descarregat a una pressió equivalent a 10 °C@25 bar, on s'uneix al vapor procedent dels serveis de mitjana temperatura i es comprimeix fins a la temperatura de descàrrega en funció de la temperatura ambient, oscil·lant entre els 20 °C@56 bar i els 40 °C@100 bar i amb temperatures de descàrrega d'uns 100 °C o més. En la figura 38 observem que el gas a la sortida del compressor es troba a uns 100 °C i una pressió de 90 bar, que és definida per la temperatura de sortida del CO<sub>2</sub> del refredador “gas cooler”. El refrigerant refredat a 40 °C s'expandeix a un dipòsit a pressió inferior a 50 bar. En aquest punt, el vapor (punt 7 de la figura 38) s'expandeix cap a l'aspiració dels compressors de mitja temperatura a -10°C (punt 8) i, per l'altra part, el líquid (punt 9) es porta cap als evaporadors, una part del líquid cap als evaporadors de mitjana temperatura i l'altra part cap a baixa temperatura.

En cas que la temperatura ambient sigui lleugerament inferior a la temperatura crítica, aquest sistema pot treballar en la zona subcrítica (figura 39). Per contra, si la temperatura ambient és superior, treballarà en la zona supercrítica (figura 38). Aquest tipus de circuit s'ha mostrat eficient en zones on la temperatura mitjana és inferior als 17 °C [13]. La següent figura mostra aproximadament els límits geogràfics d'eficiència dels sistemes supercrítics.



Figura 40. Límits geogràfics d'eficiència dels sistemes supercrítics de CO<sub>2</sub>. Font: Danfoss

#### 4.2.4 Aspectes de seguretat relacionats amb el CO<sub>2</sub>:

##### - Toxicitat

Encara que no es tracti d'un compost tòxic, les exposicions a determinades concentracions [14] produeixen els següents efectes:

- Concentracions superiors al 3%: Sensació de malestar, hiperventilació, taquicàrdia, mal de cap, sudoració.
- Concentracions superiors al 10%: Pèrdua de la consciència i poden conduir a la mort.
- Concentracions superiors al 30%: Provoquen ràpidament la mort.

En presència d'aigua pot formar àcid carbònic, amb el ris consegüent d'atac químic. És per això que en les instal·lacions frigorífiques que utilitzen CO<sub>2</sub> únicament s'ha d'utilitzar anhídrid carbònic sec.

##### - Monitorització de les fuites:

Si la concentració de diòxid de carboni sobrepassa uns límits determinats, únicament podrà accedir personal qualificat a l'interior de la sala. És necessari advertir d'aquest perill mitjançant una alarma (acústica i visual) instal·lada tant en l'interior com en l'exterior. Aquesta, ha de posar en marxa un procés de ventilació (que preferiblement s'ha de muntar en una posició com més baixa millor, ja que és més dens que l'aire) i activar una vàlvula de tancament. El detector de CO<sub>2</sub> ha de mesurar la concentració d'aquest i no la deficiència d'oxigen.

##### - Ventilació:

En sales de màquines i locals de més de 30 m<sup>3</sup>, segons la norma EN 378-3 [15], quan la càrrega total de refrigerant dividida pel volum del local doni un valor superior al límit pràctic, es muntarà un detector de gas a una altura inferior a 1 m del nivell del terra, ja que com s'ha explicat anteriorment, el CO<sub>2</sub> és més dens que l'aire.

$$C_{TOT,R} = Lím_p \cdot V_{sala}$$

On:

- $C_{TOT,R}$  = Càrrega total de refrigerant [kg]
- $Lím_p$  = Límit pràctic; Concentració màxima admissible de gas refrigerant en un local [kg/m<sup>3</sup>]. En el cas del CO<sub>2</sub>, 0,1 kg/m<sup>3</sup>.
- $V_{sala}$  = Volum de la cambra frigorífica més petit; Tenint en compte que està al màxim de capacitat [m<sup>3</sup>]

Segons les lectures del detector de gas, en el valor límit inferior (5.000 ppm V/V), s'hauran d'activar les alarmes acústiques i visuals, a més de procedir a posar en marxa el sistema de ventilació. En el valor límit superior (10.000 ppm V/V), s'haurà de prohibir l'accés al recinte al personal que no disposi d'un sistema de respiració autònoma.

##### - Vàlvules de seguretat

Les dimensions de les vàlvules de seguretat es poden calcular a partir de la norma EN 1313 6. Aquesta norma permet dur a terme el càlcul per tots els refrigerants comuns i el CO<sub>2</sub> en estat subcrític, però no en estat supercrític. La norma té en compte la pressió generada pel compressor, els incendis i la càrrega elèctrica interna.

Degut a l'elevada densitat del CO<sub>2</sub> en estat gas, la pressió d'un sistema amb CO<sub>2</sub> és molt alta i com a resultat, ha de suportar forces superiors a les normals. Algunes de les recomanacions a l'hora d'instal·lar les vàlvules de seguretat són les següents:

- S'han de fixar amb fermesa, evitant que les canonades estiguin sotmeses a tensió o es trenquin.
- S'han d'orientar en sentit contrari al possible pas de persones
- Sempre i quan sigui possible, s'han d'instal·lar en l'exterior de l'edifici.

##### - Interruptors de pressió

Tots els sistemes que utilitzen CO<sub>2</sub> com a refrigerant (inclòs els més petits) necessiten interruptors de pressió. La pressió no està vinculada a la temperatura (com passa en el cas dels refrigerants convencionals) i augmenta amb major rapidesa.

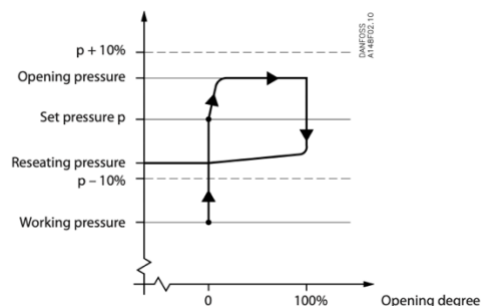


Figura 41. Grau d'obertura de la vàlvula en funció de la pressió. Font: Danfoss safety relief valves

## 5 CAMBRES FRIGORÍFIQUES

### 5.1 DEFINICIÓ

S'entén per cambra frigorífica qualsevol espai refrigerat utilitzat per emmagatzemar aliments amb la finalitat d'evitar que aquests es deteriorin. Els aliments poden ser frescos, refrigerats o congelats.

### 5.2 DISSENY D'UNA CAMBRA FRIGORÍFICA

El procés de dissenyar cambres frigorífiques requereix d'una bona planificació i conèixer a fons els factors clau. Els punts més importants a tenir en compte a l'hora de dissenyar una cambra frigorífica són els següents:

- Utilitzar equips respectuosos amb el medi ambient. La selecció dels equips ha de tenir com a objectiu buscar una alta eficiència i entregar un màxim rendiment a la vegada d'utilitzar la mínima energia. El refrigerant a utilitzar ha de tenir un ODP mínim i un GWP baix.
- Realitzar un anàlisi de la zona climàtica on es realitzarà la instal·lació per tal de preveure el major estalvi energètic possible.
- Selecció òptima del material d'aïllament de les parets segons l'aplicació que se li vulgui donar.
- Tenir en compte l'aïllament del sòl. Les cambres frigorífiques poden instal·lar-se sobre sòl existent, mentre que les cambres de congelació s'han d'instal·lar sobre sòl aïllat en el que es puguin recolzar equips i persones.
- Instal·lar calefacció al marc de la porta per evitar la formació de gel que impedeixi l'obertura d'aquesta.
- Instal·lar calefacció al terra per evitar que aquest es congeli o bé realitzar el buit sanitari o cambra d'aire.
- Garantir la renovació de l'aire per una correcta conservació dels aliments, com vindrien a ser fruites i vegetals.
- Instal·lar una vàlvula d'alleujament de pressió en la paret per equilibrar la pressió entre la cambra i l'aire de l'atmosfera exterior (realitzar un equilibri de pressió bidireccional). Si en una cambra no existeix equilibri de pressió, l'aire contingut en el seu interior es refreda i es comprimeix, creant un buit que podria provocar la caiguda del sostre i les parets.
- Muntar portes amb cortines d'impacte o d'aire per evitar la transferència de calor procedent de l'intercanvi d'aire que es produiria degut a les diferents densitats.
- Instal·lar obligatòriament una alarma (acústica i visual) de presència de persones en les cambres frigorífiques que funcionin a temperatures sota zero, així com si el seu volum supera els 10 m<sup>3</sup> (segons la norma ISO 27000).
- Garantir el flux d'aire entre els productes mitjançant una correcta disposició, de manera que l'aire pugui fluir lliurement entre ells, utilitzant elements fixos (estanteries, ganxos, etc.) i mòbils (caixes, carretons, etc.)

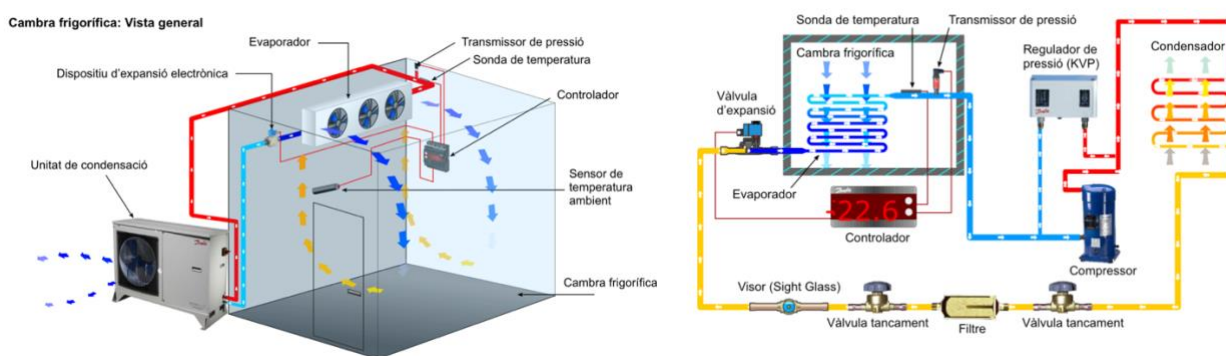


Figura 42. Vista general d'una cambra frigorífica i els seus elements principals en el circuit de refrigeració. Font: Cold Rooms Introduction – Danfoss; Edició pròpia

Per altra banda, s'han de tenir en compte, a nivell d'operació i processos, el control dels següents paràmetres:

- **Processos microbiològics en el producte emmagatzemat.**

Aquests processos inclouen el creixement de microorganismes tant sobre el producte com en el seu interior. El més típic seria el creixement de bacteries en la superfície del producte.

- **Processos químics en el producte emmagatzemat.**

Entre els processos químics s'inclouen la oxidació i la hidròlisi dels productes. En molts d'aquests processos, els enzims (proteïnes) presents en els productes actuen com a catalitzadors. Per exemple, la degradació dels teixits conjuntius de la carn de boví és un procés químic típic.

- **Processos mecànics (manipulació de producte).**

Aquests processos els componen l'envasat i la manipulació del producte. El transport i transvasament de productes són processos mecànics típics que influeixen sobre la qualitat dels aliments, ja que mitjançant una incorrecta manipulació es poden produir xocs/aixafaments que facin perdre la qualitat que es demana de cara al client final.

- **Nivell d'humitat en l'interior de la càmera frigorífica.**

Es tracta de controlar la nivell d'humitat de l'aire per evitar la deshidratació dels aliments.

- **Velocitat de l'aire en l'interior de la càmera frigorífica.**

El sistema de refrigeració de la càmera frigorífica controla la velocitat de l'aire per evitar la reducció d'humitat i garantir que la transferència de calor es produeix correctament

- **Atmosfera en l'interior de la càmera frigorífica.**

En el cas d'algunes fruites, com les pomes o les peres, s'ha d'ajustar la composició de l'atmosfera augmentant el nivell de CO<sub>2</sub>. D'aquesta forma s'alenteixen els processos de respiració i descomposició, conservant millor la qualitat de la fruita i permeten un major temps d'emmagatzematge.

- **Procés de refrigeració.**

El sistema de refrigeració manté la temperatura necessària en l'interior de la cambra frigorífica.

- **Temps d'emmagatzematge.**

Mitjançant el control de la temperatura de la cambra frigorífica es pot augmentar el temps d'emmagatzematge.

És de vital importància que, durant el procés de manipulació i emmagatzematge, el producte pateixi els menors danys possibles per tal de garantir una presentació de qualitat al client final. La qualitat alimentària és un terme utilitzat per descriure un conjunt de factors físics (tipus i nivells de contaminació bacteriana i processos químics, així com els tipus i quantitats de conservants afegits) i subjectius (gust, color, olor, consistència). A continuació es descriuen agents que influeixen en la qualitat dels aliments:

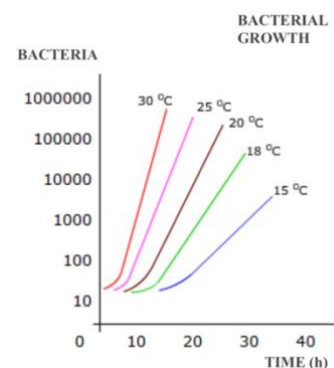
### 5.3 INFLUÈNCIA DE LA TEMPERATURA SOBRE LA QUALITAT DELS ALIMENTS

#### Processos microbiològics

Les baixes temperatures redueixen la velocitat de creixement dels microorganismes. En termes generals, la relació entre la velocitat de creixement i la temperatura és exponencial, significat que un canvi de temperatura d'uns pocs graus pot tenir una gran influència sobre aquesta velocitat de creixement.

Molts microorganismes necessiten temperatures superiors a 0 °C per gaudir d'unes condicions de creixement òptimes, encara que alguns poden créixer a temperatures molt baixes (inclòs fins a -12 °C)

Al congelar un producte normalment tant sols s'elimina entre el 10 i el 90% dels diferents microorganismes, fet que implica que no es pot esterilitzar un producte mitjançant la congelació. Els paràsits són un dels tipus de microorganismes que en ocasions poden eliminar-se congelant a -20 °C durant un parell de dies.



*Figura 43. Creixement de bacteries al llarg del temps segons la temperatura ambient. Font: Module 1 Cold Rooms Danfoss*



## Processos químics

La temperatura també influeix sobre els processos químics, ja que a menor temperatura, menor serà la velocitat de reacció química.

La descomposició dels teixits és necessària en alguns casos, com per exemple, en la carn de boví. Al refrigerar productes frescos com la carn, la temperatura no hauria de disminuir de forma excessivament ràpida, ja que això podria provocar danys en el producte.

En el cas de les fruites i verdures, la temperatura influeix sobre el metabolisme i, per tant, sobre la calor generada degut a la respiració d'aquestes.

## 5.4 INFLUÈNCIA DE LA HUMITAT SOBRE LA QUALITAT DELS ALIMENTS

El creixement de microorganismes també es veu afectat per la humitat de l'aire de l'entorn. Una baixa humitat elimina el contingut d'aigua dels productes, provocant una pèrdua de pes i qualitat d'aquests. Per mantenir un nivell constant i correcte, s'ha de mantenir una temperatura constant. Mitjançant humidificadors es pot augmentar el nivell d'humitat fins arribar al nivell desitjat, en funció del producte emmagatzemat. La següent taula mostra alguns valors típics d'humitat per preservar la qualitat dels aliments:



Figura 44. Efectes de la deshidratació en un tomàquet. Font: Google Images

Producte	Humitat (%)
Patates	90 - 95
Tomàquets	90 - 95
Pomes	90 - 95
All	65 - 70
Pollastre	95 - 100
Peix fresc	95 - 100

Taula 4. Percentatge d'humitat relativa per la conservació d'aliments. Font: Danfoss

## 5.5 INFLUÈNCIA DE LA VELOCITAT DE L'AIRE SOBRE LA QUALITAT DELS ALIMENTS

L'índex de renovació de l'aire, definit com la relació entre el volum d'aire nou i el volum d'aire inicial, permet garantir una qualitat adequada de l'aire en les cambres frigorífiques.

La velocitat de l'aire influeix sobre la refrigeració i la des-humidificació del producte, doncs al augmentar la velocitat d'aquest també augmenta la transferència de calor degut a la convecció i l'índex de des-humidificació. Quan aquest últim augmenta, es produeix una pèrdua del contingut d'aigua dels productes emmagatzemats. Per tant, s'ha de mantenir un nivell correcte de velocitat d'aire en el sistema.

El factor de producte (PF) depèn de la velocitat de l'aire i el tipus de producte alimentari. En la següent gràfica, es mostren valors de PF per diferents productes i velocitats d'aire. En general, com més gran sigui la velocitat major serà el PF, fet que provocarà un augment en l'índex de deshumidificació. Com es pot observar, hi ha productes molt sensibles a la deshumidificació (com l'enciam i els bolets) i altres que passa tot el contrari (com els melons i les pomes).

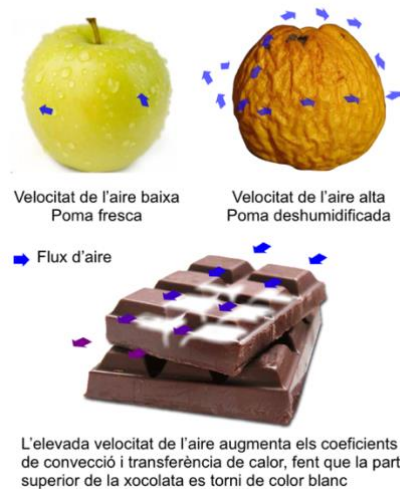
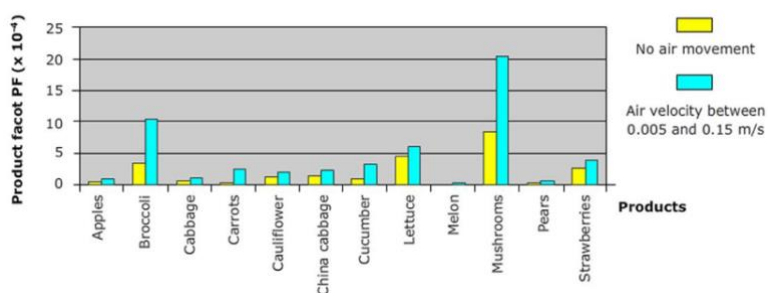


Figura 45. Influència de la velocitat de l'aire de la cambra amb el factor de producte PF. Font: Cold room introduction manual - Danfoss

## 6 TEORIA DEL CÀLCUL DE LA CAPACITAT DE REFREDAMENT

La capacitat de refredament d'una sala depèn més del procés que no pas del volum de la sala. Per exemple, en una sala voluminosa on s'emmagatzemen productes freds, es necessita menys capacitat de refredament que en una sala, menys voluminosa, però que necessita d'un procés de refredat ràpid dels productes que s'han introduït. Les característiques de les sales d'emmagatzematge típiques de productes freds i de les sales de refrigeració i congelació són les següents:

### Emmagatzematge d'aliments frescos i congelats

- Els productes a emmagatzemar han d'entrar aproximadament a la temperatura d'emmagatzematge.
- El canvi diari de productes varia generalment entre un 10-30% de la capacitat d'emmagatzematge.
- La temperatura dels productes càlids ha de disminuir normalment en 24 hores.
- Capacitat de refredament relativament baixa per volum [ $\text{W}/\text{m}^3$ ].
- Els aliments freds i congelats estan destinats a l'emmagatzematge com a productes refredats o congelats.
- La refrigeració i la congelació haurien de tenir lloc en túnels de refrigeració i congelació.
- Les temperatures d'emmagatzematge es situen entre 0 i 10°C en cambres frigorífiques i entre -18°C o menys en cas de cambres de congelació.



Figura 46. Cambra frigorífica d'emmagatzematge d'aliments. Font: Google images

### Refrigeració i congelació

- La temperatura dels productes a refrigerar o congelar és superior a la temperatura ambient de refrigeració o congelació.
- El reemplaçament diari del producte varia generalment entre un cert i un 100% de la capacitat d'emmagatzematge.
- La temperatura del producte calent ha de disminuir / congelar-se normalment en 24 hores.
- Capacitat de refrigeració mitjana per volum [ $\text{W}/\text{m}^3$ ].

La càrrega frigorífica és la quantitat total de calor que s'ha d'extreure d'un espai per poder controlar la temperatura. Per poder-la calcular, abans és necessari saber quines són les fonts de calor. La figura 47 mostra quina influència tenen cada una de les càrregues tèrmiques respecte el total:

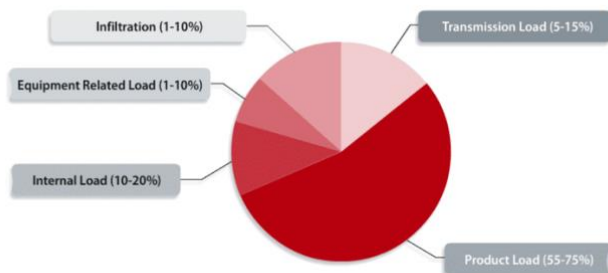


Figura 47. Distribució percentual aproximada de les càrregues tèrmiques que afecten una cambra frigorífica. Font: Danfoss

- Infiltracions(1-10%). Les pèrdues de calor de calor per infiltració es calculen degut a les infiltracions produïdes a través de les portes o degudes a la ventilació mecànica.
- Transmissió de calor a través de superfícies (5-15%) És la suma total de la calor transmesa a través de les parets, el sòl i el sostre.
- Càrrega tèrmica deguda al producte (55-75%)
- Càrrega tèrmica interna (10-20%)
- Càrrega tèrmica deguda als equips (1-10%)

En els següents subapartats s'entrarà en detall en els procediments per calcular les càrregues tèrmiques [16] que afecten a la capacitat de refrigeració de cada cambra frigorífica.

## 6.1 CÀRREGA TÈRMICA DE TRANSMISSIÓ

La calor guanyada a través de les parets, sostre i el sòl variarà en funció del tipus de construcció, l'àrea exposada a una temperatura diferent, el tipus d'aïllament, el gruix de l'aïllament i la diferència de temperatura entre l'espai refrigerant i l'ambient exterior.

### 6.1.1 A través de les parets i sostre

Per calcular l'aportació de calor a través de les parets i el sostre s'utilitza la següent fórmula:

$$Q_1 = \frac{\Delta T}{R_{TOTAL}} = \frac{\Delta T}{R_{CONV_{int}} + R_{COND} + R_{CONV_{ext}}}$$

On:

- $Q_1$  = Calor transferida a través de les parets i sostre [W]
- $R_{CONV}$  = Resistència tèrmica a la convecció [ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ]
- $R_{COND}$  = Resistència tèrmica a la conducció [ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ]
- $\Delta T$  = Diferència de temperatura entre les dues cares a l'aïllament

Els valors de resistència tèrmica a la convecció i conducció s'obteniran a través del gruix d'aïllament, l'àrea de la paret i els corresponents coeficients:

$$R_{CONV_{int}} = \frac{1}{h_{int} \cdot A}$$

$$R_{COND} = \frac{x_n}{k_n \cdot A}$$

$$R_{CONV_{ext}} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A}$$

On:

- $h_{int}$  = Coeficient de convecció a l'interior [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ]
- $h_{ext}$  = Coeficient de convecció a l'exterior [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ]
- $x$  = Gruix d'aïllament [m]
- $k$  = Coeficient de conductivitat tèrmica [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ]

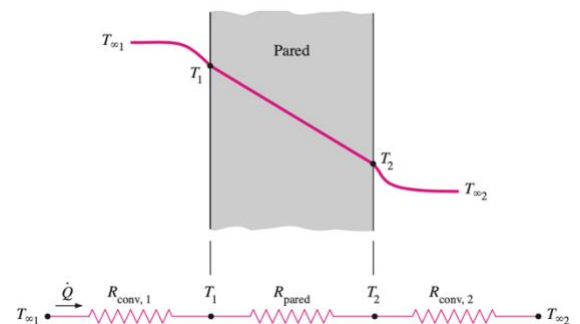


Figura 48. Xarxa de resistències tèrmiques per la transferència de calor a través d'una paret plana. Font: Transferència de calor y masa, Yunus A. Çengel

Si la superfície externa i interna s'exposa a l'aire sense moviment, podem utilitzar  $h_{int}$  i  $h_{ext} = 9.3 \text{ W}/\text{m}^2 \text{K}$ . Si la superfície exterior està exposada a vents de 24 km/h,  $h_{ext} = 34 \text{ W}/\text{m}^2 \text{K}$ .

Quan una de les parets o el sostre està exposat a la incidència dels rajos solars, s'ha d'afegir a la diferència de temperatura  $\Delta T$  un valor  $\Delta R_s [^{\circ}\text{C}]$ , segons com estigui orientada la paret, per compensar l'efecte de la radiació solar. Es veurà en detall en la [secció 1 de l'Annex](#).

A través del sòl:

La transmissió de calor per conducció a través del sòl és diferent. Si hi ha un altre medi sota el sòl, s'utilitza el càlcul normal de transmissió de calor (xarxa de resistències tèrmiques) i es considera la temperatura del medi sota el sòl. Si el sòl està sostingut pel terra en si (i no es troba aïllat), es pot calcular mitjançant càlcul empíric perimetral.

$$Q_2 = 0,0335 \cdot 2 \cdot (W + L) \cdot \Delta T$$

On:

- $Q_2$  : Calor de transmissió pel sòl [kW]
- $W$  : Amplada de la cambra frigorífica [m]
- $L$  : Longitud de la cambra frigorífica [m]
- $\Delta T$  : Diferència de temperatura entre les parets de la cambra freda [K]

En cas d'utilitzar sòls aïllats, es calcularà la transferència de calor tractant-ho com una paret, però considerant la temperatura del sòl a l'hora de realitzar la diferència de temperatures.

$$Q_2 = Q_1 = \frac{\Delta T}{R_{TOTAL}}$$

## 6.2 CÀRREGA TÈRMICA DEGUDA AL PRODUCTE I PROCÉS DE REFREDAT

La càrrega tèrmica de productes introduïts i emmagatzemats en un espai refrigerat depèn, essencialment, de dos factors:

- 1) Extracció de calor per reduir la temperatura d'entrada fins la temperatura d'emmagatzematge.
- 2) Calor de respiració alliberada pels productes, en el cas de les fruites i verdures.

### 6.2.1 Extracció de calor en el procés de refredat

La quantitat de calor a extreure per refredar el producte és pot calcular seguint dos mètodes:

- **Mètode tradicional:**

Seguint aquest mètode es pressuposa que el procés de congelació serà a temperatura constant, com mostra la figura 49.

$$Q_2 = m_P \cdot c_{pR} \cdot (T_{ENT} - T_2), \quad Q_3 = m_P \cdot L_f, \quad Q_4 = m_P \cdot c_{pC} \cdot (T_2 - T_3)$$

On:

- $Q_2$  a  $Q_4$  = Càrrega de refredament causada pel refredament / congelació del producte [kJ]
- $m_P$  = Massa del producte [kg]
- $c_{pR}$  = Capacitat de calor específica del producte –per sobre del punt de congelació [kJ/kg °C]
- $T_{ENT}$  = Temperatura del producte en entrar a la cambra freda [°C]
- $T_2$  = Temperatura del producte necessària (si està per sobre del punt de congelació) o temperatura de congelació (si el producte es congelarà) [°C]
- $T_3$  = Temperatura del producte necessària (sortida) [°C]
- $L_f$  = Calor latent de fusió [kJ/kg]
- $c_{pC}$  = Capacitat de calor específica del producte: per sota del punt de congelació [kJ/kg °C]

- **Mètode Entalpia**

En el mètode d'entalpia, el procés de congelació no es porta a terme a temperatura constant. Durant la transició del procés de congelació, a temperatures inferiors a zero, l'aigua lliure encara no està congelada en la seva totalitat. Això ho demostra la línia corba que es desvia de la línia de congelació a 0 °C (figura 50). D'aquesta manera, el càlcul en aquesta zona seguint el mètode tradicional pot comportar petits errors.

Refrigeració:  $Q_2 = m_P \cdot c_{pR} \cdot (T_{ENT} - T_2)$

Congelació i refrigeració sota 0°C:  $Q_{3-4} = m_P \cdot \Delta h$

$Q_2$  - Procés de refredament. És el mateix que el del mètode tradicional.

$Q_{3-4}$ : Congelació i refrigeració per sota de 0 °C. És aquí on es diferencia amb el mètode tradicional. Quan l'aigua es congela totalment fins arribar a -20 °C, el mètode d'entalpia i el mètode tradicional donen els mateixos valors.

A partir de la figura 50, podem observar:

- Cas 1: De +5 a -20 °C els dos mètodes són més o menys iguals.
- Cas 2: De +5 a -4 °C, el mètode tradicional necessita més capacitat (i temps) que el mètode d'entalpia.
- Cas 3: De -4 a -20 °C, el mètode tradicional necessita menys capacitat (i temps) que el mètode d'entalpia.

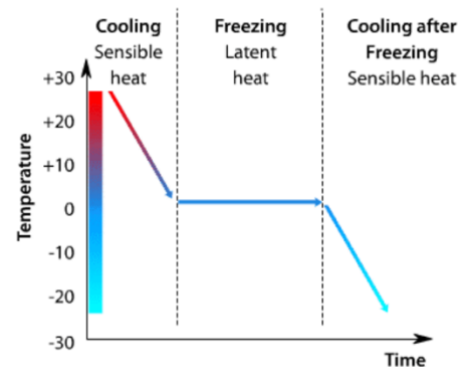


Figura 49. Evolució de la temperatura en el procés d'extracció de calor per refredar un producte, seguint el mètode tradicional. Font: Danfoss

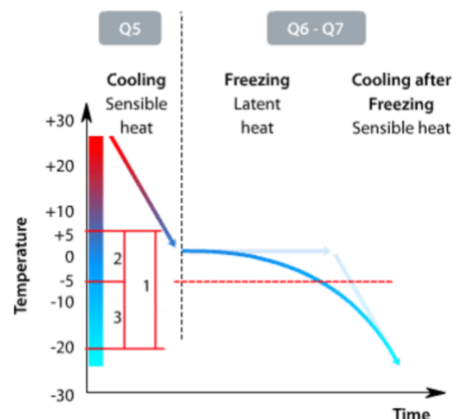


Figura 50. Evolució de la temperatura en el procés d'extracció de calor per refredar un producte, seguint el mètode entalpia. Font: Danfoss

### Diferències entre els dos mètodes:

En el procés complet "refrigeració + congelació + refrigeració després de la congelació", els dos resultats tenen força semblances, per la qual cosa en aquest cas podem utilitzar el mètode tradicional.

D'altra banda, quan la temperatura d'entrada es troba a uns graus per sota del "punt de congelació inicial" o quan la temperatura final/de sortida també estigui a uns graus per sota del "punt de congelació inicial", llavors convindria utilitzar el mètode d'entalpia, sempre i quan es disposi de dades d'entalpia.

#### 6.2.2 Calor de respiració

Els vegetals i les fruites emmagatzemats en cambres frigorífiques són productes vius que desprenen calor degut a la respiració. La quantitat de calor despresada depèn de la temperatura d'emmagatzematge i de la maduració.

$$Q_5 = \frac{m_{Pr} \cdot h_{Resp}}{1000}$$

On:

- $Q_5$  : Càrrega de calor per respiració [W]
- $m_{Pr}$  : massa de producte [kg]
- $h_{Resp}$  : Calor de respiració del producte [mW/kg]

La quantitat de calor produïda per la respiració vegetal depèn del temps de refredament. Per exemple, si tenim espinacs a 25 °C, podem refredar fins a 5 °C en 1 hora o en 10 hores. La taula 7 mostra la quantitat de transferència de calor en una hora i 10 hores.

Així, en total, en el procés de refrigeració de deu hores, els espinacs han produït més de 4 W/kg, i això és molt superior als 0,59 W/kg que es va produir refredant-lo en només en una hora.

Time	Temperature °C		Respiration heat W /Kg (Kcal/ton hour)	
	From	To	Average	
Hour 1	25	5	0,59 (510)	0,59 (510)
Total in only 1 hour				0,59 (510)
Hour 1-2	25	21	0,90 (775)	1,80
Hour 3-4	21	17	0,64 (550)	1,28
Hour 5-7	17	13	0,44 (375)	0,87
Hour 7-8	13	9	0,29 (250)	0,58
Hour 9-10	9	5	0,18 (150)	0,36
Total in 10 hours				4,9 (4210)

Taula 5. Comparació de la calor de respiració dels espinacs en el procés de refredament de 25 a 5 °C, segons es refredi en 1 hora o en 10 hores. Font: Product Load introduction - Danfoss

### 6.3 CÀRREGA TÈRMICA INTERNA

#### 6.3.1 Personal

L'energia generada per les persones que treballen en la cambra frigorífica es pot calcular de la següent manera:

$$Q_6 = \frac{n^o \cdot t \cdot P_h}{24 \cdot 1000}$$

On:

- $Q_6$  = Càrrega tèrmica causada per les persones [kW]
- $n^o$  = Nombre de persones
- $t$  = Jornada laboral [h/d]
- $P_h$  = Calor alliberada per persona [W/persona]

#### 6.3.2 Enllumenat

La calor generada per la il·luminació en l'interior de les cambres frigorífiques es pot calcular utilitzant la següent fórmula:

$$Q_7 = \frac{A \cdot P_{lum} \cdot t}{24 \cdot 1000}$$

On:

- $Q_7$  = Càrrega tèrmica causada per l'enllumenat [kW]
- $A$  = Àrea del sòl de la cambra [m²]
- $P_{lum}$  = Potència d'enllumenat [W/m²]
- $t$  = Temps amb les llums enceses [h/d]

### 6.3.3 Carretons elevadors

Els carretons elevadors en alguns magatzems poden esdevenir un gran contribuïdor a la càrrega tèrmica. Poden ser de diferents tipus, ja siguin transpalets elèctrics o carretons. L'aportació de calor serà diferent segons el tipus d'operació que realitzin, ja que no s'utilitza la mateixa energia aixecant càrregues que traslladant-se. La càrrega tèrmica que aporten aquests equips es pot calcular així:

$$Q_8 = \frac{n^{\circ} \cdot P \cdot t}{24}$$

On:

- $Q_8$  = Càrrega tèrmica causada pels carretons elevadors [kW]
- $n^{\circ}$  = Nombre de dispositius
- $P$  = Càrrega de calor [kW]
- $t$  = Temps de funcionament [h/d]

### 6.4 CÀRREGA TÈRMICA DEGUDA ALS EQUIPS

Es tracta de la calor generada pels motors dels ventiladors per fer circular l'aire i per la calor generada en el procés de descongelat. Els guanys en calor que es produeixen són insignificants en cambres frigorífiques de temperatura positiva. En canvi, quan es tracta de cambres de congelació per sota de  $-30^{\circ}\text{C}$ , comencen a cobrar més importància ja que poden esdevenir un percentatge significatiu del total de càrregues tèrmiques.

$$Q_9 = n \cdot P_{fan} \cdot t$$

On:

- $Q_9$  = Ventilador induït per la càrrega [kWh/d]
- $n$  = Nombre de dispositius
- $P_{fan}$  = Càrrega de calor [kW]
- $t$  = Període de funcionament del ventilador [h/d]

En relació al procés de descongelat, la seva influència tan sols és rellevant en les cambres de temperatura negativa. En aquestes cambres, si cada dia es fa una descongelació elèctrica de 15 a 30 minuts, el 30% de la càrrega de calor de la resistència de descongelació es dirigeix a la cambra frigorífica. Es pot quantificar amb la següent fórmula:

$$Q_{10} = E \cdot P_s \cdot t_s$$

On:

- $Q_{10}$  = Calor induïda per la descongelació elèctrica [kWh/d]
- $E$  = Eficiència de descongelació (0 a 1) – normalment s'utilitza 0.3
- $P_s$  = Càrrega de calor [kW]
- $t_s$  = Temps per descongelar [h/d]

La càrrega total deguda als equips és difícil de quantificar, ja que d'entrada no coneixem la potència ni el nombre de ventiladors si encara no s'ha escollit l'evaporador. En conseqüència, és comú utilitzar un 5% del total de la càrrega frigorífica en cambres  $>1^{\circ}\text{C}$  i un 15% del total en cambres on la temperatura és  $-30^{\circ}\text{C}$ .



## 6.5 CÀRREGA TÈRMICA PER INFILTRACIÓ

Es tracta de l'entrada d'aire que es duu a terme naturalment a través de portes o forçosament deguda als sistemes de ventilació.

### 6.5.1 Infiltració per intercanvi d'aire

La infiltració per intercanvi d'aire es produeix per les diferències de densitat entre l'aire de l'interior de la cambra i l'aire exterior. La calor guanyada a través de les portes es calcula de la següent forma:

$$Q_{11} = q \cdot Dt \cdot Df \cdot (1 - E)$$

$$q = 0,577 \cdot W \cdot H^{1,5} \cdot \frac{Q_s}{A} \cdot \frac{1}{R_s}$$

$$Dt = \frac{P \cdot \theta_p + 60 \cdot \theta_o}{3600 \cdot \theta_d}$$

On:

- $Q_{11}$  = Calor guanyada de mitjana per un període de 24h [kW]
- $q$  = Guany de calor sensible amb flux d'aire establert (sensible + latent) [kW]
- $W$  = Amplada de la porta [m]
- $H$  = Alçada de la porta [m]
- $Q_s/A$  = Càrrega de calor sensible infiltrada per m<sup>2</sup> de superfície de la porta [kW/m<sup>2</sup>]
- $R_s$  = Factor de calor sensible (vegeu la taula següent)
- $Dt$  = Temps que la porta es troba oberta
- $P$  = Nombre de passades per la porta al dia
- $\theta_p$  = Temps que es necessita per obrir / tancar la porta per pas [s/passada]
- $\theta_o$  = Temps que la porta roman oberta [min/dia]
- $\theta_d$  = Període de temps de funcionament de la porta al dia [h/dia]
- $Df$  = Factor de flux per la porta
  - Si  $(T_{INT\_PROJ} - T_{CAMBRA}) < 11K$ ,  $Df = 1.1$
  - Si  $(T_{INT\_PROJ} - T_{CAMBRA}) \geq 11K$ ,  $Df = 0.8$
- $E$  = Eficiència del dispositiu de protecció de la porta
  - Cortines d'impacte:  $\approx 0,9$
  - Cortines d'aire:  $\approx 0,4$



Figura 51. Representació del tipus de cortines en una cambra frigorífica.

Warm Space		Cold Space at 90% rh									
Temp.	rh,	Dry-Bulb Temperature, °C									
°C	%	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	
20	100	0.62	0.60	0.57	0.55	0.53	0.50	0.44	0.44	0.41	
	80	0.67	0.65	0.63	0.61	0.58	0.56	0.53	0.51	0.48	
	60	0.73	0.71	0.69	0.68	0.65	0.63	0.61	0.60	0.59	
	40	0.80	0.79	0.78	0.76	0.75	0.73	0.73	0.73	0.76	
	20	0.89	0.88	0.88	0.87	0.87	0.87	0.80	0.93	—	
Outdoor Cond.		Cold Space at 90% rh									
DB °C	WB rh, °C %	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
30	19.7 30	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.72	0.73	0.77	0.87	—
	21.8 40	0.71	0.69	0.68	0.66	0.65	0.63	0.63	0.64	0.68	0.83
	23.9 50	0.66	0.64	0.62	0.60	0.59	0.57	0.56	0.55	0.56	0.62
	25.8 60	0.62	0.60	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50	0.48	0.48	0.49
35	19.0 20	0.80	0.79	0.78	0.77	0.77	0.77	0.79	0.84	0.96	—
	21.6 30	0.72	0.71	0.69	0.68	0.67	0.66	0.67	0.68	0.72	0.86
	24.0 40	0.66	0.64	0.63	0.61	0.59	0.58	0.57	0.57	0.58	0.63
	26.3 50	0.61	0.59	0.57	0.55	0.53	0.52	0.50	0.49	0.48	0.50
	28.3 60	0.56	0.54	0.53	0.51	0.49	0.47	0.45	0.43	0.42	0.41

Taula 6. Factor de calor sensible  $R_s$  per infiltració des de espais calents i dels exteriors cap a espais refrigerats. Font: Chapter 12 - Refrigeration Load, ASHRAE

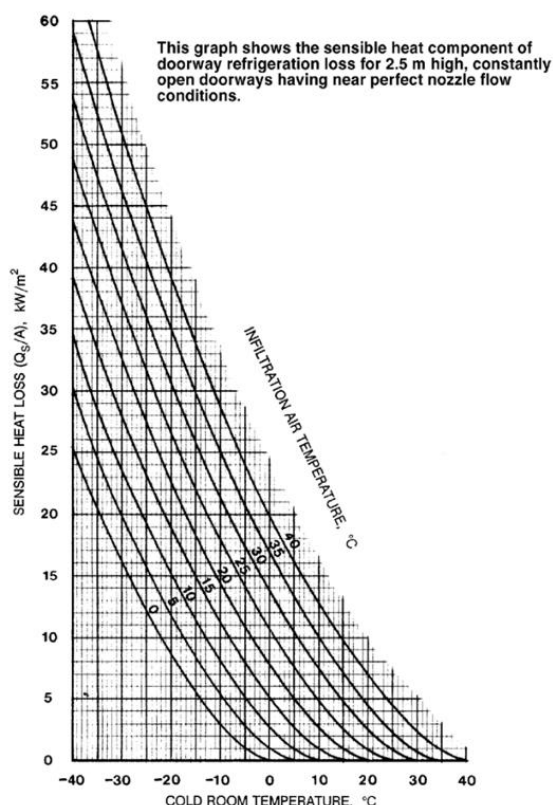


Figura 52. Pèrdues de calor sensible per intercanvi d'aire a través d'una porta continuament oberta i flux d'aire totalment establert. Font: Chapter 12 - Refrigeration Load, ASHRAE



### 6.5.2 Infiltració d'aire deguda a la ventilació – Renovació d'aire

En les cambres frigorífiques d'emmagatzematge de fruites i verdures és important mantenir una correcta ventilació. La càrrega tèrmica que produeix aquesta entrada d'aire es pot estimar de la següent manera:

$$Q_{12} = \dot{V}_{AIRE} \cdot \rho_{AIRE} \cdot (h_{EXT} - h_{INT})$$

On:

- $Q_{12}$  = Càrrega de ventilació forçada [kW]
- $\dot{V}_{AIRE}$  = Cabal d'aire [ $m^3/s$ ]
- $\rho_{AIRE}$  = Densitat d'aire interior, aproximadament  $1,2 \text{ kg/m}^3$
- $h_{EXT}$  = entalpia d'aire exterior (kJ/kg)
- $h_{INT}$  = entalpia d'aire interior (kJ/kg)

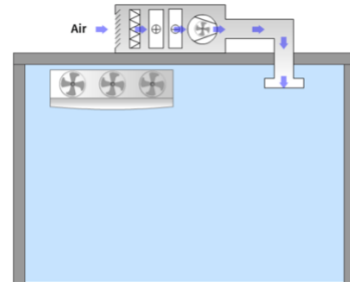


Figura 53. Infiltració d'aire en un espai tancat a través del sistema de ventilació. Font: Infiltration Load Contributors – Danfoss AS

## 6.6 CÀLCUL DE LA CÀRREGA FRIGORÍFICA TOTAL

La càrrega frigorífica total de la cambra serà la suma de totes les càrregues tèrmiques:

$$Q_{total} = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_{12}$$

## 6.7 CAPACITAT DE REFREDAMENT

És important tenir en compte el factor de seguretat quan calculem incerteses. Per exemple, els canvis en productes poden ser superiors, o bé els productes poden entrar a temperatures superior a les estimades. Normalment s'utilitza un factor de seguretat de 1.1 a 1.3. Per calcular la capacitat de refredament, serà necessari tenir en compte el factor de seguretat i el temps de funcionament de l'evaporador:

$$\Phi_c = \frac{Q_{total} \cdot k}{t_f} \cdot 24$$

On:

- $\Phi$  = Consum d'energia de refrigeració [kW]
- $Q_{total}$  = Necessitats d'emmagatzematge en fred total [kW]
- $k$  = Factor de seguretat (normalment 1,1 a 1,3)
- $t_f$  = Temps de funcionament de la maquinària [h/d]

Una vegada seleccionats els equips, es reconsiderarà el càlcul en funció de si s'obtenen valors incoherents entre la càrrega tèrmica deguda als equips -calculada preliminarment- amb l'obtinguda a través de la informació tècnica de l'evaporador.

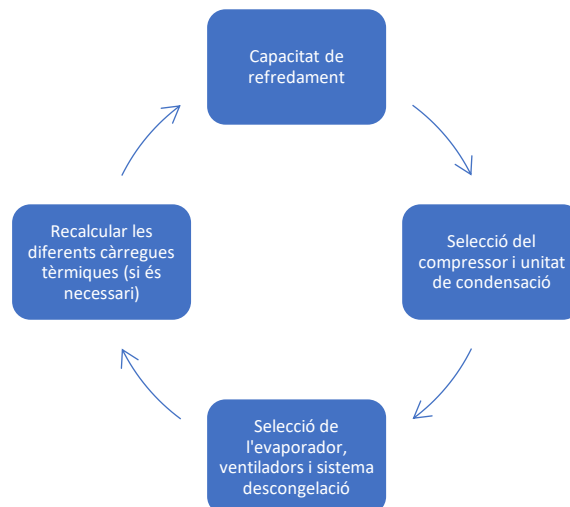


Figura 54. Procés a seguir en el càlcul de la capacitat de refredament de cambres frigorífiques.

## 7 PARÀMETRES DE DISSENY DEL MAGATZEM FRIGORÍFIC

### 7.1 Emplaçament del magatzem frigorífic

Es disposa a estudiar un magatzem frigorífic situat a les terres de Lleida que consta d'una cambra de refrigeració i una de congelació per emmagatzemar els productes que s'exposen en la següent secció. La província de Lleida es classifica com a zona climàtica B, on la temperatura ambiental de disseny es troba en el rang de  $+32\text{ °C} < T_{\text{AMB\_DISSENY}} \leq +38\text{ °C}$  [14]. Recau sobre el dissenyador l'elecció de la temperatura de disseny ambiental i és per això que, en aquesta memòria, es prendrà com a valor de referència el valor màxim del rang esmentat anteriorment, 38 °C, per l'experiència personal i coneixement de la zona, influenciada pel clima de la conca de l'Ebre, on els estius són força calorosos.

Al valor de la temperatura ambiental de disseny decidida pel projecte se li ha de sumar un increment de temperatura a mode de correcció per la influència de la radiació solar. Es determinarà la temperatura exterior del projecte segons les dades proporcionades en la taula 4:

Orientació	$\Delta_{\text{RS}}$ correcció per insolació (°C)
Nord	0
Est	5
Sud	5
Oest	10
Sostre	15

Taula 7. Consideració de la radiació solar segons l'orientació. Font: Real Decreto 552/2019

$$T_{\text{EXTPROJ}} = T_{\text{AMB\_DISSENY}} + \Delta_{\text{RS}}$$

En relació a la temperatura del sol,  $T_{\text{SOL}}$ , s'agafa com a referència 15 °C.

La temperatura de càlcul en ambients interiors (com podrien ser els passadissos fora de les cambres frigorífiques però dins el magatzem),  $T_{\text{MAGATZEM}}$ , en cas de tractar-se d'interior sense climatitzar, ve donada per la següent fórmula:

$$T_{\text{MAGATZEM}} = T_{\text{AMB\_DISSENY}} - 4\text{ °C}$$

En ambients climatitzats, la temperatura de treball on es realitzin tasques lleugeres es troba entre 14 i 25 °C. Per això suposem un ambient climatitzat amb temperatura interior de 25 °C pel dimensionat de la instal·lació, ja que es considera que seria la màxima temperatura a assolir.

### 7.2 Tipus de producte a emmagatzemar

Les cambres frigorífiques que es disposa a analitzar contindran productes típics de les terres de Lleida. Per aquest motiu, es decideix emmagatzemar fruita típica de la zona en la cambra de refrigeració i carn en la cambra de congelació, que tenen les següents característiques [17]:

PRODUCTE	CALOR ESPECÍFIC PER SOBRE LA CONGELACIÓ [kJ/kg°C]	TEMPERATURA INICIAL DE CONGELACIÓ [°C]	CALOR LATENT DE FUSIÓ [kJ/kg]	CALOR ESPECÍFIC PER SOTA LA CONGELACIÓ [kJ/kg°C]
POMA	3,81	-1,1	280	1,98
NECTARINA	3,86	-0,9	288	1,90
PRÈSSEC	3,91	-0,9	293	1,90
PERA	3,8	-1,6	280	2,06
PORC	2,6	-2,5	125	2,00
VEDELLA	3,2	-2	230	1,70

Taula 8. Propietats termodinàmiques dels productes a emmagatzemar. Font: Chapter 8, Thermal Properties of Foods, ASHRAE

Com podem observar en la taula 8, les característiques de les fruites són força semblants entre si; el mateix passa amb les carns. Per aquest motiu, es considera que es poden emmagatzemar conjuntament, aplicant les mateixes condicions interiors de temperatura i humitat, ja que aquesta última es troba sempre al voltant del 90-100% (humitat relativa) per unes condicions òptimes d'emmagatzematge.

### 7.3 Capacitat d'emmagatzematge

Les condicions òptimes d'emmagatzematge dels productes descrits en la taula 8 es mouen entre uns rangs de temperatura de 0 a 4 °C; la pera es mou entre els límits baixos. Per aquest motiu, es decideix una temperatura de la cambra de refrigeració de 2 °C. En quant a les carns, la congelació per una llarga duració es fixa en -18 °C. Les dimensions de les cambres frigorífiques a analitzar seran les següents:

TIPUS DE CAMBRA	TEMPERATURA <sub>INT</sub> [°C]	AMPLE W [m]	LLARG L [m]	ALT H [m]
REFRIGERACIÓ	2	6	14	4
CONGELACIÓ	-20	6	6	4

Taula 9. Dimensions de les cambres frigorífiques a analitzar.

Com es pot observar en la figura 72 de la [secció 1](#) de l'Annex, les cambres es trobaran una en cada extrem de manera que estan de cara entre si mateixes. El dimensionat de les cambres serà tal que podrà emmagatzemar palets sencers en el cas de la cambra de refrigeració i en la cambra de congelació anirà dedicat la conservació de carn sobre estanteries. Tot i així, es tracta de valors força aleatoris, ja que no s'ha tingut en compte les dimensions del magatzem on aniran instal·lades.



Figura 55. Caixa de cartró de fruita (dalt) i dimensions Europalet (baix). Font: Google Images

Els palets de fruita poden ser paletitzats en diferents formats (segons el tipus de caixa) i sobre diferents tipus de palet. Sovint s'utilitza Europalet (800 x 1200) mm i caixes de 600x400x100 mm, d'uns 7kg cada una (figura 55).

Segons diversos manuals de cambres frigorífiques, és comú utilitzar unes capacitats d'emmagatzematge de:

- 50 kg/m<sup>2</sup> per productes embalats.
- 125 kg/m<sup>2</sup> per productes a l'engròs.

En relació a les condicions d'entrada de producte, s'assumeixen les següents:

- Temperatura entrada fruita,  $T_{ENT,R} = 20\text{ °C}$
- Temperatura entrada carn,  $T_{ENT,C} = 0\text{ °C}$

La fruita, en les empreses envasadores, es descarrega des dels palots (recent portada del camp), es neteja amb aigua i s'envasa. Com que les zones de treball en aquests centres de treball sol estar refrigerada, es suposa que la temperatura del producte estarà al voltant dels 20 °C una vegada finalitzat el procés. En el cas de la carn, es suposa que arribarà pre-refrigerada des de l'empresa envasadora, per evitar el creixement bacterià.

### 7.4 Condicions de funcionament

El màxim temps de funcionament diari depèn de la temperatura de la sala, del mètode de descongelació, de la fluctuació de les càrregues de calor, de la vida útil prevista i del sistema de funcionament [18].

- Sales de refrigeració a +4 °C o superior, amb descongelació natural:
  - Evaporadors estàtics: 12-16 h/dia
  - Evaporadors forçats: 14-16 h/dia
- Sales de refrigeració amb temperatura inferior a +4 °C:
  - Descongelació elèctrica: 14-19 h/dia
  - Descongelació mitjançant gas calent: 16-20 h/dia

## 8 RESULTATS CàLCUL DE CÀRREGUES TÈRMIQUES

Seguint els procediments exposats en la [secció 6](#) i segons els càlculs de la [secció 1 de l'Annex](#), s'obtenen els següents resultats per cada cambra:

RESUM CÀRREGUES TÈRMIQUES – CAMBRA REFRIGERACIÓ	VALOR [kW]
TRANSMISSIÓ	2,389
PRODUCTE	13,181
INTERNA	0,885
EQUIPS	1,074
INFILTRACIÓ	5,033
<b>TOTAL</b>	<b>22,562</b>

Taula 10. Resum de les càrregues tèrmiques en la sala de refrigeració.

RESUM CÀRREGUES TÈRMIQUES – CAMBRA CONGELACIÓ	VALOR [kW]
TRANSMISSIÓ	2,042
PRODUCTE	7,530
INTERNA	0,752
EQUIPS	1,332
INFILTRACIÓ	2,992
<b>TOTAL</b>	<b>14,647</b>

Taula 11. Resum de les càrregues tèrmiques en la sala de congelació.

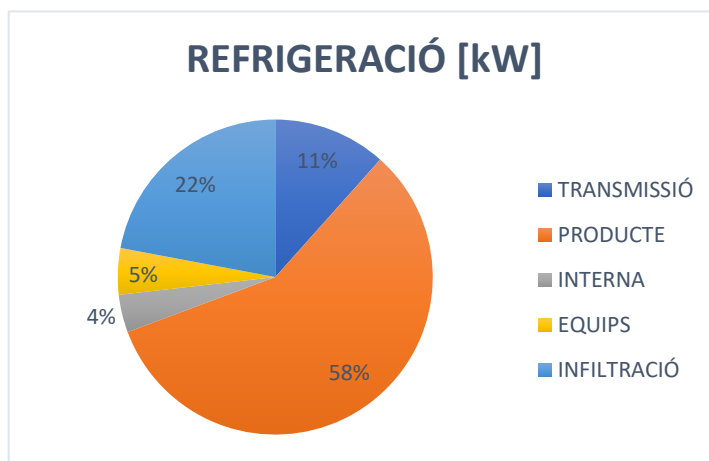


Figura 56. Distribució percentual de cada càrrega tèrmica sobre el total de la cambra de refrigeració.

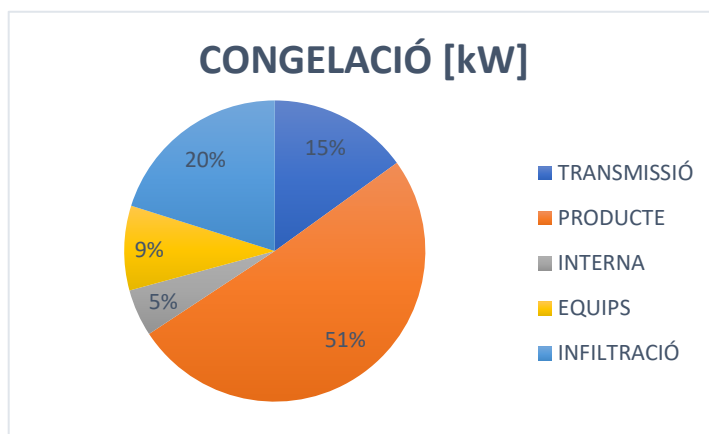


Figura 57. Distribució percentual de cada càrrega tèrmica sobre el total de la cambra de congelació.

Com es pot observar, els resultats que mostren les gràfiques circulars guarden força similitud a la gràfica circular de distribució percentual de les càrregues tèrmiques en una cambra frigorífica, segons Danfoss.

Per calcular la capacitat de refredament, s'utilitza la fórmula exposada en la [secció 6.7](#):

$$\Phi_c = \frac{Q_{total} \cdot k}{t_f} \cdot 24$$

Es defineix un factor de seguretat d'1,1 i un temps de funcionament diari equivalent a 19 h, ja que s'utilitzaran evaporadors amb sistema de descongelació del gebre mitjançant gas calent.

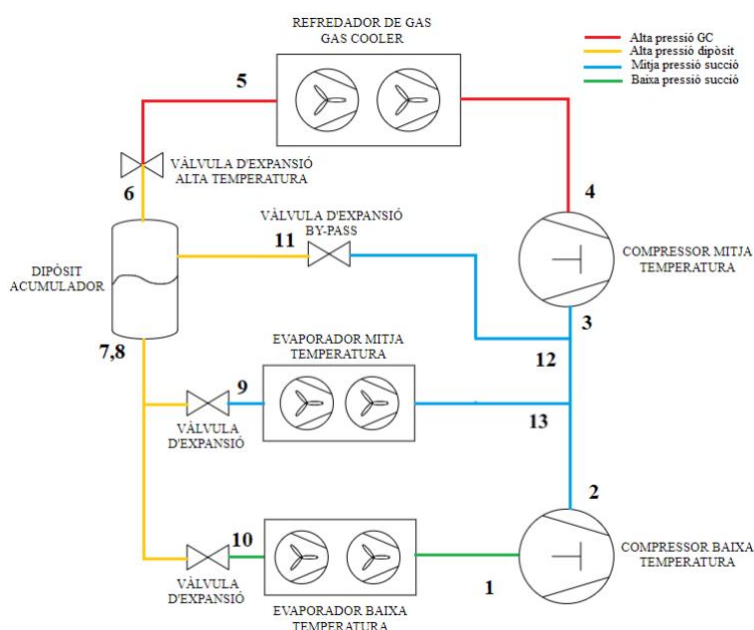
	CAMBRA DE REFRIGERACIÓ	CAMBRA DE CONGELACIÓ
<b>Càrrega tèrmica total</b>	$Q_{TOTAL}$	
	22,562	14,647
<b>Factor de seguretat</b>	k	
	1,1	1,1
<b>Temps de funcionament</b>	$t_f$	
	19	19
<b>Capacitat de refredament</b>	$\Phi_c$	
	31,349	20,351

Taula 12. Resum de les capacitats de refredament de cada cambra del magatzem frigorífic.

## 9 DISSENY DEL CICLE FRIGORÍFIC DEL MAGATZEM

Amb l'entrada en vigor de la normativa F-Gas, quedant prohibits els gasos refrigerants amb un GWP superior a 2500 a partir de l'1 de gener d'aquest any 2020 i amb la futura reducció a GWP màxim de 150 l'any 2022, s'opta per l'alternativa del CO<sub>2</sub> (R744), amb un GWP = 1, per ser el refrigerant escollit per aquesta aplicació. Degut a l'alta toxicitat de l'amoniac R717 i l'alta inflamabilitat dels hidrocarburs, aquests queden descartats. A la vegada, s'analitzarà el cicle frigorífic amb doble etapa de compressió "booster" de CO<sub>2</sub>, el més estès arreu d'Europa per la seva possibilitat de treballar en la regió supercrítica quan les temperatures ambient són elevades, com és el cas de la zona mediterrània. Un cop enllestida l'anàlisi, es compararà la seva eficiència afegint una sèrie de modificacions.

Partint de les dades que s'obtenen dels càlculs de càrregues tèrmiques i la capacitat de refredament de cada cambra i, juntament amb els demés paràmetres de disseny del magatzem frigorífic, es procedeix a analitzar el cicle de doble etapa de compressió "booster" de CO<sub>2</sub> amb circulació de vapor mitjançant vàlvula bypass:



Per a que es produeixi l'intercanvi de calor al refredador de gas, *gas cooler*, és necessari que existeixi una diferència de temperatura entre el gas a refredar i l'agent refredador (medi ambient). Segons el paràmetre de disseny de temperatura exterior del projecte,  $T_{AMB.DISENY} = 38\text{ }^{\circ}\text{C}$ , s'afegeix un increment de temperatura ATD (de l'anglès *Approach Temperature Difference*). Aquest valor ha de ser minimitzat per obtenir una eficiència alta però a la vegada suficient per garantir l'intercanvi de calor. Aquest valor ATD en condicions supercrítiques serà  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Per tant, en les condicions de disseny de la instal·lació, es tindran  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  a la sortida del *gas cooler*. Com s'ha explicat en la [secció 4.2.2](#), la pressió del gas cooler té influència en el COP de la instal·lació i, normalment, aquesta es troba entre els 90 i 120 bar. L'objectiu es buscar la màxima eficiència del cicle, és per això que es faran diferents càlculs per diferents pressions de disseny fins trobar el màxim COP. En la següent figura es mostra el diagrama de Mollier dibuixat manualment mitjançant el programa Coolpack i l'EES, segons els càlculs realitzats en [la secció 2 de l'Annex](#).

Figura 58. Sistema booster de dues etapes supercrític amb gas bypass

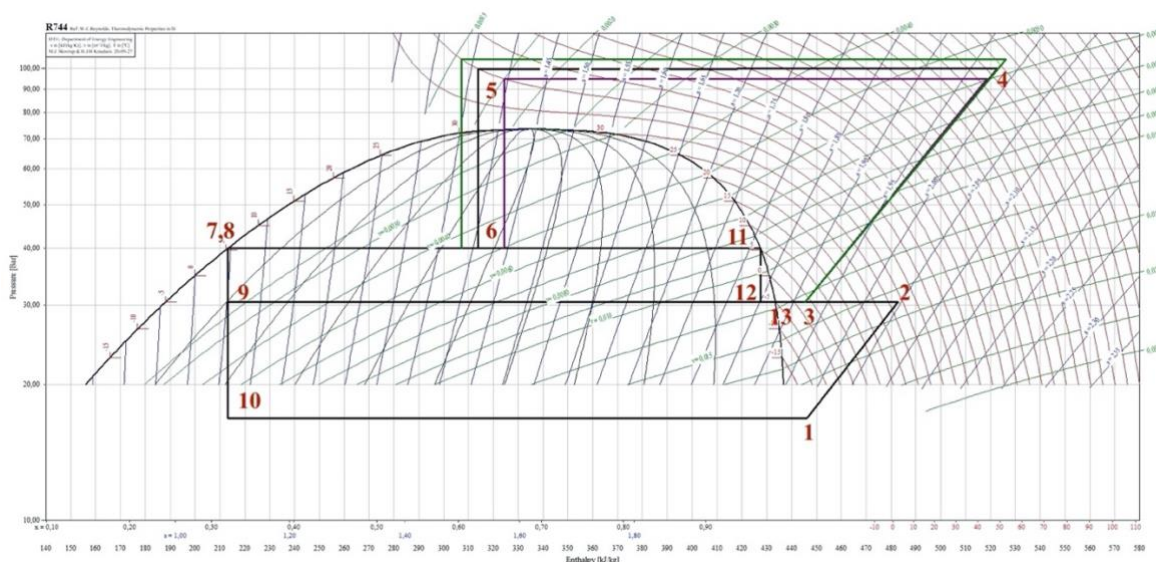


Figura 59. Diagrama logP-h de R744 del cicle booster supercrític amb gas bypass.

Els resultats de les pressions analitzades, definides en la [secció 2.1](#) de l'Annex, s'observen en la figura 59. En negre, es representa el cicle amb una pressió de sortida del gas cooler de 100 bar; En lila, a 95 bar i en verd, a 105 bar. Segons l'arquitectura del sistema, mostrada en la figura 58, s'obté una pressió òptima de 102,4 bar, on el COP és màxim, 1,48. Els resultats obtinguts del cicle de refrigeració són els següents:





## 10 SELECCIÓ DE COMPONENTS

Una vegada dissenyat el cicle frigorífic segons les necessitats de la instal·lació, es seleccionen els components per la seva aplicació. Segons els paràmetres de disseny dels principals components i els resultats obtinguts en els càlculs realitzats en la [secció 2.2 de l'Annex](#), es seleccionen mitjançant diverses fonts (catàleg Pecomark, software GUNTNER, software Danfoss) els components de la següent taula:

Descripció	Model	Fabricant	Cost €/u	Unitats
<b>Compressors</b>				
Compressor de baixa temperatura	4ESL-9K	BITZER	4.895,00	1
Compressor de mitja temperatura	6DTE-50K	BITZER	17.246,00	1
<b>Evaporadors</b>				
Evaporador de baixa temperatura (cambra de congelació)	GAVC CX 071. 1HE/1A	GUNTNER	4.807,00	1
Evaporador de mitja temperatura (cambra de refrigeració)	GAVC CX 080. 1HE/1A	GUNTNER	6.268,00	1
<b>Refredador de gas / condensador</b>	GCDC RD 080.1/13	GUNTNER	12.657,00	1
<b>Vàlvules d'expansió</b>				
Vàlvula d'expansió de baixa temperatura	CCMT 2	DANFOSS	1.495,00	1
Vàlvula d'expansió de mitja temperatura	CCMT 4	DANFOSS	1.474,00	1
Vàlvula d'expansió d'alta pressió + actuator	ICMTS 20A + ICAD 600A TS	DANFOSS	3.347,00	1
Vàlvula de bypass de gas	CCMT 16	DANFOSS	1.474,00	1
<b>Dipòsit acumulador de líquid</b>	RV180(406x1660)CO2	OCSCOLD	5.948,00	1
<b>Filtre secant</b>	DMT134S	DANFOSS	118,00	2
<b>Visor de líquid</b>	SGP 10 HM N	DANFOSS	32,40	2
<b>Elements del sistema de control</b>				
Sensor de temperatura, descàrrega compressor MT	AKS-21	DANFOSS	248,00	1
Sensor de temperatura, resta d'aplicacions	AKS-11	DANFOSS	43,00	8
Transductor de pressió, evaporador BT	AKS-32R	DANFOSS	155,00	1
Transductor de pressió, resta d'aplicacions	AKS-2050	DANFOSS	226,00	7
Controlador per la vàlvula d'alta pressió	EKC 326A	DANFOSS	1.567,00	1
Controlador pels compressors + refredador de gas	AK-PC-772 + AK-XM101A	DANFOSS	1.976,00	1
Controlador per les vàlvules d'expansió	AK-CC-750	DANFOSS	1.024,00	1
<b>COST TOTAL DELS ELEMENTS PRINCIPALS I DE CONTROL DEL CICLE</b>			<b>68.808,80 €</b>	

Taula 14. Resum dels components principals i elements de control seleccionats segons el disseny del cicle.



## 11 DIAGRAMA SIMPLIFICAT P&ID I SISTEMES DE CONTROL BÀSICS

La següent figura mostra una representació més desenvolupada del cicle de refrigeració booster de dues etapes, tractant-se d'un diagrama P&ID simplificat realitzat mitjançant el software VISUAL PARADIGM:

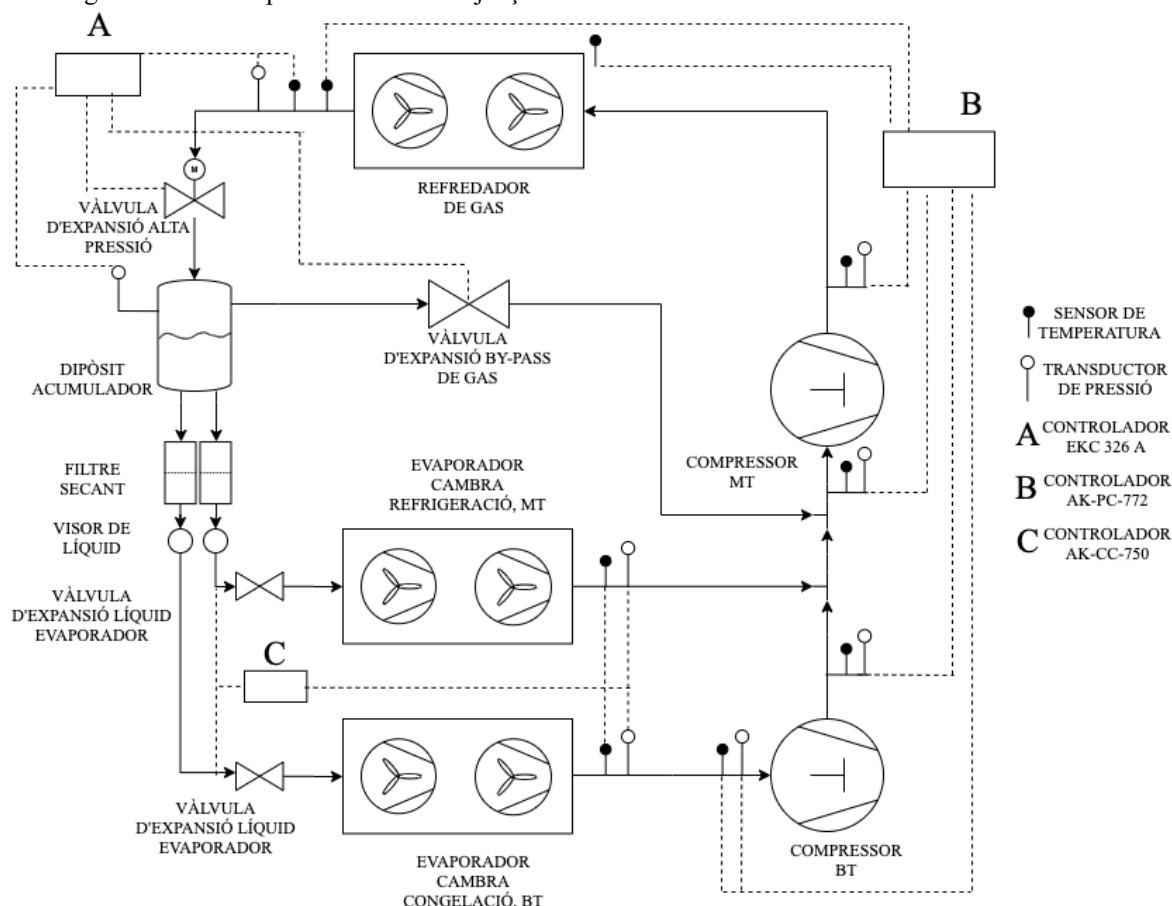


Figura 61. Diagrama simplificat P&ID del cicle de refrigeració calculat.

El sistema inclou una sèrie de sensors i controladors, explicats en detall en la [secció 3 de l'Annex](#). Els sensors de temperatura i pressió actuen sobre els controladors realitzant diferents funcions, com per exemple, les resumides en la següent taula:

Funció	Sensor	Descripció
<b>Control de baixa pressió</b>	<b>Pressió</b>	Es defineix el valor d'ajust de marxa (CUT IN) i un diferencial dP. La pressió que farà parar el compressor serà CUT IN – dP.
<b>Control d'alta pressió</b>	<b>Pressió</b>	Es defineix el valor d'ajust de parada (CUT OUT) i un diferencial dP. La pressió que farà posarà en marxa el compressor serà CUT OUT – dP.
<b>Ventiladors del gas cooler</b>	<b>Temperatura</b>	Es defineix una mínima diferència entre la temperatura ambient i la temperatura del R744 a la sortida del gas cooler. En cas que la temperatura sigui inferior al valor definit, els ventiladors es pararan. També ho faran quan els compressors no treballin.
<b>Regulació obertura vàlvula d'expansió</b>	<b>Temperatura</b>	La vàlvula d'expansió controla el flux segons la lectura de temperatura realitzada a la sortida de l'evaporador. Fixat un sobreescalfament, si aquest augmenta, la VET s'obra, deixant passar més refrigerant i viceversa.
<b>Ventiladors de l'evaporador</b>	<b>Temperatura</b>	Quan la temperatura de la cambra augmenta, els ventiladors començaran a funcionar més ràpid per augmentar la transferència de calor. Si la temperatura de la cambra disminueix per sota del límit establert, es pararan.

Taula 15. Funcions dels sensors en els components principals del cicle frigorífic.

## 12 DISCUSSIÓ DELS RESULTATS

La instal·lació s'ha dimensionat pels casos extrems d'estiu, on durant les hores de calor, la temperatura ambient és molt elevada i això comporta una temperatura de sortida del refredador de gas més elevada, per garantir la transferència de calor. Quan el cicle treballa en condicions on la temperatura ambient es troba per sobre de la temperatura crítica de l'R744 (31°C), s'ha fixat un ATD de 2 °C. No obstant, les dades recollides en l'observatori 2 de Lleida [19] mostren una temperatura seca de 32,4°C amb un nivell de percentil del 2%, la qual cosa significa que, la quantitat d'hores en que la temperatura ha estat per sobre aquest valor, és de  $365 \cdot 24 \cdot 2/100 = 175,2$ , tractant-se d'un percentatge baix en comparació a la quantitat d'hores anuals. Si bé és cert que el nombre d'hores en que la temperatura serà superior a 31°C serà major, és important definir les diferents situacions en les que es trobarà la instal·lació.

Un estudi [20] realitzat per Tsamos et al. (2017) a la Brunel University of London va concloure que la temperatura de transició entre estat subcrític a estat supercrític, d'un sistema booster de R744 amb bypass de gas, és 26,8 °C. A partir d'aquesta informació, es defineix la temperatura de sortida del refredador de gas/condensador segons la temperatura ambient:

Rang de temperatura ambient [°C]	Temperatura de sortida del Refredador de gas/Condensador [°C]
$T_{AMB} < 0$	$T_{COND} = 8 \text{ °C}$
$0 \leq T_{AMB} \leq 10$	$T_{COND} = T_{AMB} + 10 \text{ °C}$
$10 < T_{AMB} < 26,8$	$T_{COND} = (-0,0144 \cdot T_{AMB}^2) + (1,1264 \cdot T_{AMB}) + 9,8272$
$26,8 \leq T_{AMB} < T_{CRITICA}$	$T_{GC} = T_{CRITICA} + 2 \text{ °C}$
$T_{AMB} \geq T_{CRITICA}$	$T_{GC} = T_{AMB} + ATD$ , on $ATD = 2 \text{ °C}$

Taula 16. Temperatura de sortida del refredador de gas/condensador en funció de la temperatura ambiental. Font: Tsamos et al. Energy analysis of alternative CO<sub>2</sub> refrigeration configurations for retail food applications in moderat and warm climates.

Per tal d'evitar la zona del punt crític de l'R744, es decideix que, quan la temperatura sigui superior a 26,8 °C, la temperatura fixada de sortida del refredador de gas sigui la temperatura crítica més un marge de 2 °C.

L'evolució del COP de la instal·lació al llarg de l'any, calculat segons les dades de temperatura seca mitjana mensual a Lleida, TA[°C], proporcionades per l'Agència Espanyola de Meteorologia, es pot observar en el següent gràfic:

MES	TA [°C]	T <sub>GC</sub> [°C]	COP
Gener	5,1	15,1	4,28
Febrer	6,9	16,9	3,97
Març	11,2	20,6	3,41
Abril	13,7	22,6	3,15
Maig	18,2	25,6	2,75
Juny	23,0	28,1	2,43
Juliol	24,6	28,8	2,35
Agost	24,4	28,7	2,36
Setembre	20,4	26,8	2,59
Octubre	15,8	24,0	2,96
Novembre	8,9	18,9	3,66
Desembre	4,8	14,8	4,33

Taula 17. Valors obtinguts del COP segons la temperatura de sortida del refredador de gas a Lleida,

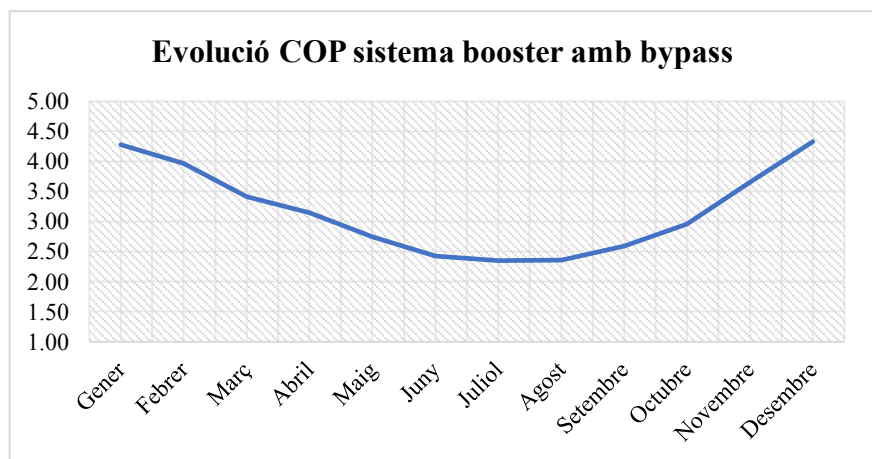


Figura 62. Evolució del COP utilitzant un sistema booster supercrític amb bypass de gas.

Per realitzar el càlcul, s'ha suposat que la capacitat de refrigeració de les cambres frigorífiques és la mateixa durant tot l'any, amb l'única variació de la temperatura mitjana ambiental (i sortida del gas cooler).

## 12.1 COMPARATIVA DEL SISTEMA BOOSTER DE CO<sub>2</sub> A LLEIDA I AL NORD D'EUROPA.

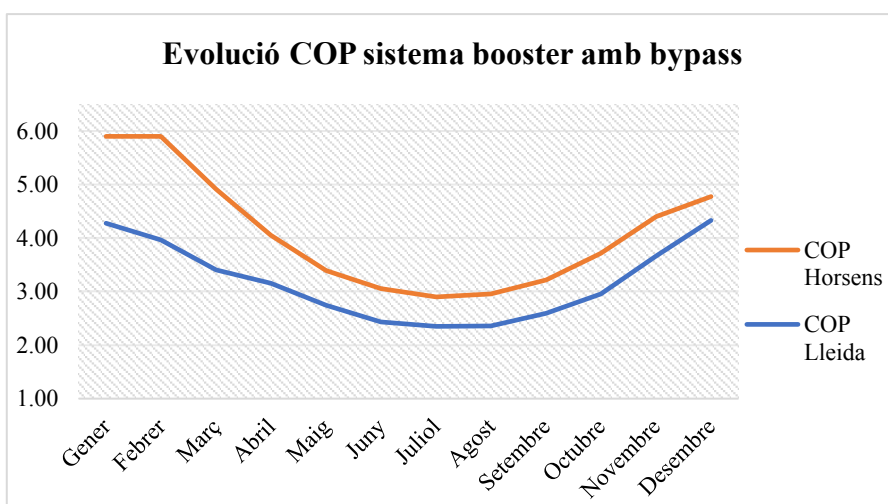
La frontera geogràfica que es solia posar per la utilització del R744 supercrític era la regió dels Alps [21], doncs per climes més càlids deixava de ser rendible, deixant els països mediterranis l'única possibilitat d'utilitzar l'R744 mitjançant el sistema en cascada. No obstant, com ja s'ha comentat en la present memòria, la introducció de la normativa F-Gas prohibiria l'ús de refrigerants amb un GWP elevat. Per aquest motiu, s'opta per comparar l'eficiència del cicle segons sigui instal·lada en un país nòrdic (on el CO<sub>2</sub> supercrític es troba àmpliament distribuït) o en un país mediterrani.

La localitat a comparar amb Lleida és Horsens, Dinamarca. Es tracta d'una petita ciutat costanera de la península de Jutlàndia, banyada per les aigües de l'estret de Kattegat, entre el Mar Bàltic i el Mar del Nord. La temperatura ambiental de disseny del projecte serà 28 °C [21], amb el que la temperatura de sortida del refredador de gas serà  $T_{AMB,DISSENY} = 33\text{ °C}$ . Amb aquestes condicions, introduint les dades al software Coolselector 2, el **COP de la instal·lació és de 1,93**.

Segons les dades extretes de Climate-Data.org sobre la temperatura mitjana seca de la localitat de Horsens, es compara l'evolució del COP amb la corba obtinguda en la figura 61:

MES	TA [°C]	T <sub>GC</sub> [°C]	COP
<b>Gener</b>	-1,1	8,0	5,9
<b>Febrer</b>	-0,9	8,0	5,9
<b>Març</b>	1,9	11,9	4,91
<b>Abril</b>	6,4	16,4	4,05
<b>Maig</b>	11,3	20,7	3,39
<b>Juny</b>	14,7	23,3	3,05
<b>Juliol</b>	16,6	24,6	2,9
<b>Agost</b>	15,8	24,0	2,96
<b>Setembre</b>	13	22,0	3,22
<b>Octubre</b>	8,5	18,5	3,71
<b>Novembre</b>	4,4	14,4	4,4
<b>Desembre</b>	2,5	12,5	4,78

*Taula 18. Valors obtinguts del COP segons la temperatura de sortida del refredador de gas a Horsens*



*Figura 63. Evolució del COP utilitzant un sistema booster supercrític amb bypass de gas segons la ciutat d'instal·lació.*

Per realitzar el càlcul, s'ha suposat que la capacitat de refrigeració de les cambres frigorífiques és la mateixa durant tot l'any, amb l'única variació de la temperatura mitjana ambiental (i sortida del gas cooler).

Anualment, el sistema és un 28,08% més eficient a Horsens que a Lleida. La variabilitat del clima al llarg de l'any a Lleida fa que es compensi la poca eficiència que s'aconsegueix durant els mesos de calor. En general, el sistema booster senzill suposa una alternativa eficient als sistemes HFC quan la temperatura mitjana anual no supera els 17 °C [13], essent així la ciutat de Lleida una localització adient en aquest sentit, ja que la temperatura mitjana anual és de  $\approx 15\text{ °C}$ .

## 12.2 COMPARATIVA DEL SISTEMA BOOSTER DE CO<sub>2</sub> AMB EL SISTEMA R404A A LLEIDA

Comparant la instal·lació en el cas que s'utilitzés com a refrigerant l'**R404A** (el refrigerant més utilitzat a Espanya en aplicacions comercials, GWP 3922), mitjançant el programa Coolpack, s'obtenen els següents resultats, amb un **COP = 1,83**:

Descripció	Nomenclatura	Unitats	Valor
Capacitat de refredament de l'evaporador de la cambra de refrigeració	$\Phi_R$	kW	31,349
Capacitat de refredament de l'evaporador de la cambra de congelació	$\Phi_C$	kW	20,351
Capacitat de refredament del condensador	$\Phi_H$	kW	79,899
Caball màssic a través de l'evaporador de la cambra de refrigeració	$q_{m,R\_R}$	kg/s	0,624
Caball màssic a través de l'evaporador de la cambra de congelació	$q_{m,R\_C}$	kg/s	0,121
Caball màssic total de la instal·lació	$q_{m,R\_TOTAL}$	kg/s	0,745
Potència del compressor de mitjana temperatura	$P_R$	kW	25,599
Potència del compressor de baixa temperatura	$P_C$	kW	5,142

Taula 19. Principals resultats del cicle de compressió de vapor de dues etapes amb R404A

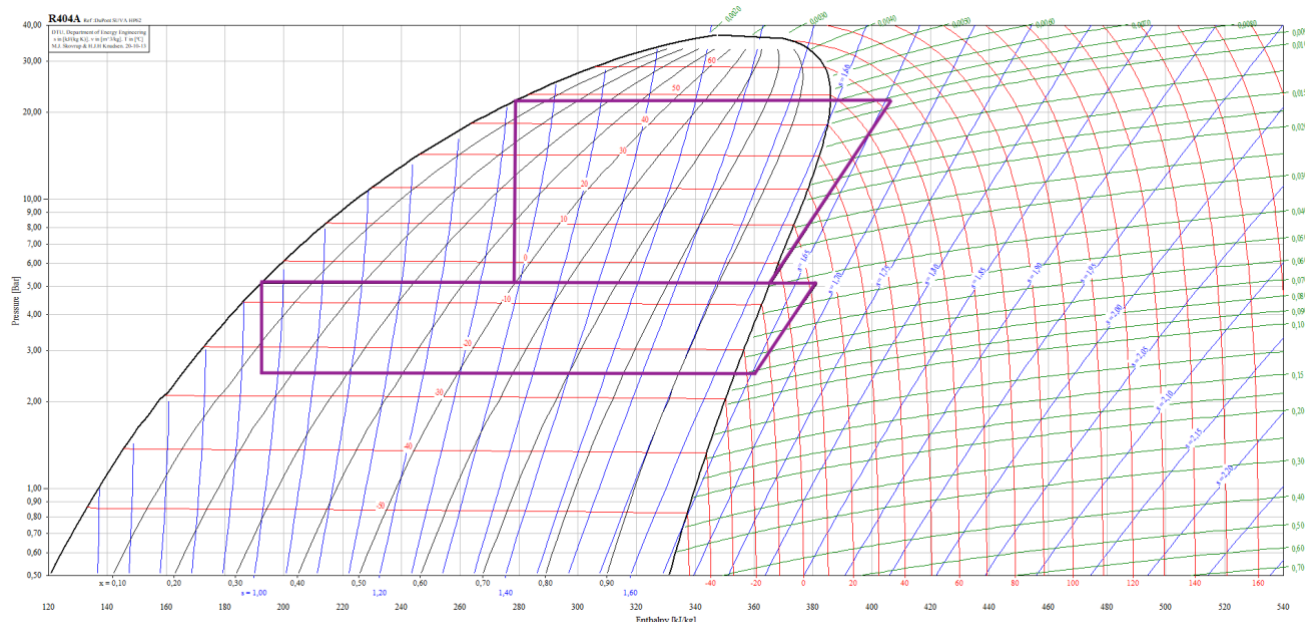


Figura 64. Diagrama logP-h de R404A del cicle de compressió de vapor de dues etapes representant mitjançant el software Coolpack.

La temperatura de condensació s'ha suposat de  $T_{AMB,DISSENY} + 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ja que normalment, en estat subcrític i per aquest tipus de refrigerants, es sol agafar una temperatura de condensació d'entre 7 i 15  $^{\circ}\text{C}$  superior a la temperatura ambient.

Al treballar sempre en estat subcrític, es tracta d'un sistema més eficient que el de compressió de R744 supercrític. La comparativa és interessant, ja que com s'ha citat anteriorment, es tracta de la tecnologia més estesa al llarg del territori en aplicacions comercials. A través de l'anàlisi es busca comparar el comportament d'un sistema que utilitza un únic refrigerant, respectuós amb el medi ambient, davant un sistema d'eficàcia provada. No obstant, es recorda que es tracta d'una tecnologia que n'ha quedat desautoritzada la seva comercialització amb l'entrada en vigor de la normativa F-Gas i, en cas de tenir-la instal·lada, si la càrrega de refrigerant supera les 40 tones equivalents de CO<sub>2</sub> (equivalent a  $40.000/3922 = 10,2\text{ kg}$  de R404A), també queda prohibit revisar o efectuar el manteniment dels aparells.

L'impost per kg de refrigerant R404A és de 75,68 €/kg, fet que va provocar que al 2018, el preu total per carregar R404A fos 266,1 €/kg, degut a la bombolla especulativa dels fabricants de gas, ja que des de 2015 s'havia reduït el percentatge de gas que es podia comercialitzar del 100% al 63% (actualment es troba al 45%) i, com podien vendre menys, el venien més car. Aquestes tasques de manteniment, sumades a la mà d'obra i l'IVA comporten al client final una factura elevada en cas de fuga.

Si s'analiza l'evolució del COP segons la instal·lació sigui de R744 a R404A a Lleida, on la temperatura de condensació s'ha calculat segons  $T_{AMB,DISSENY} + 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , s'obtenen els següents resultats:

MES	TA [°C]	T <sub>COND</sub> [°C]	COP
Gener	5,1	15,1	5,58
Febrer	6,9	16,9	5,19
Març	11,2	21,2	4,42
Abril	13,7	23,7	4,05
Maig	18,2	28,2	3,48
Juny	23	33	2,98
Juliol	24,6	34,6	2,83
Agost	24,4	34,4	2,85
Setembre	20,4	30,4	3,24
Octubre	15,8	25,8	3,77
Novembre	8,9	18,9	4,81
Desembre	4,8	14,8	5,65

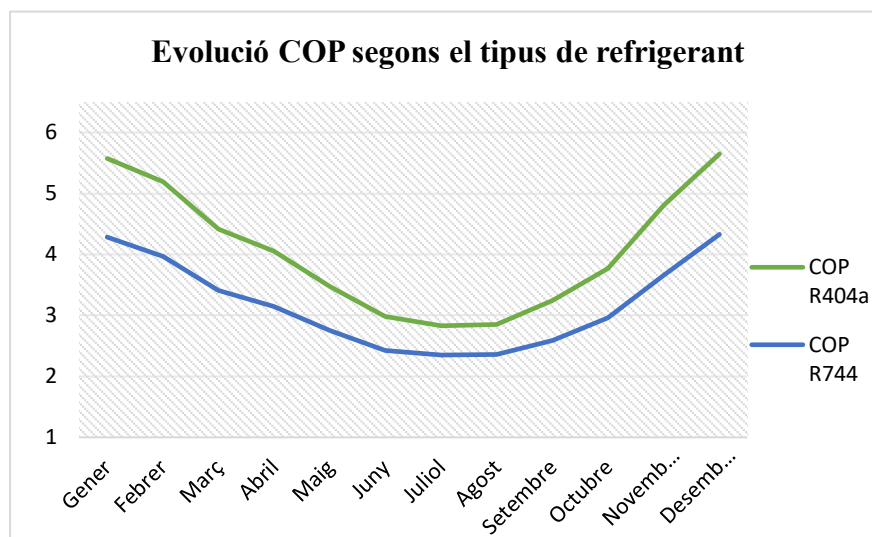


Figura 65. Evolució del COP segons s'utilitzi refrigerant R404A o R744.

Per realitzar el càlcul, s'ha suposat que la capacitat de refrigeració de les cambres frigorífiques és la mateixa durant tot l'any, amb l'única variació de la temperatura mitjana ambiental (i sortida del refredador de gas/condensador).

Taula 20. Valors obtinguts del COP segons la temperatura de condensació.

El resultat de l'anàlisi d'aquestes dades conclou que, anualment, el sistema és un 27% més eficient utilitzant R404A.

És interessant analitzar el paràmetre TEWI o Impacte total equivalent sobre l'escalfament global. Aquest paràmetre depèn de diversos factors: fuites directes incloent fuites durant la producció, taxes de fuga anuals i recuperació de pèrdues i factors indirectes incloent l'eficiència de la instal·lació i la intensitat de carboni de la producció d'electricitat. És per això que és interessant comparar els resultats obtinguts d'aquesta mateixa instal·lació, segons es tracti de R744 o R404A. Els resultats obtinguts mostren les tones de CO<sub>2eq</sub> a 10 anys vista:

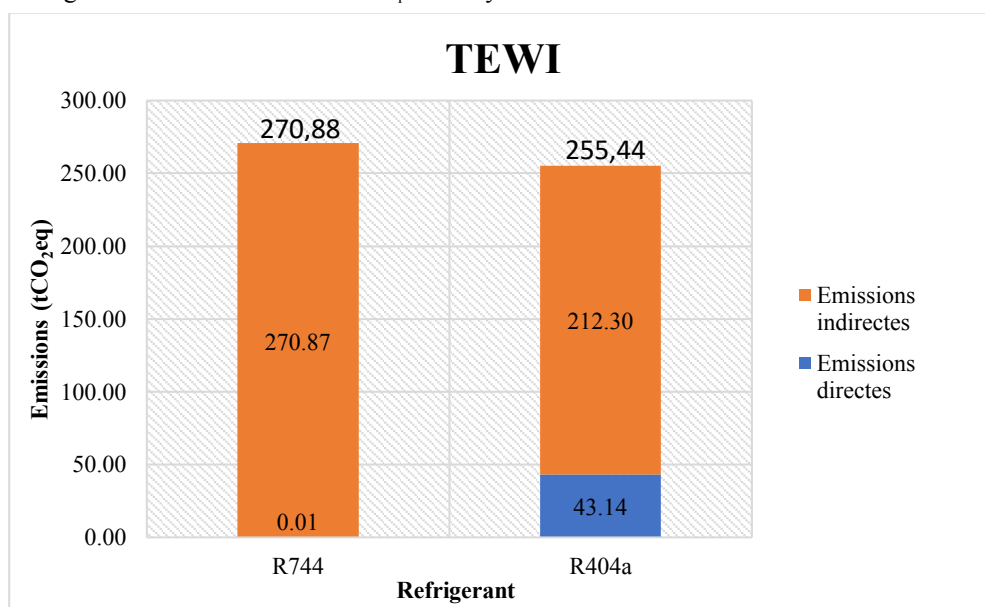


Figura 66. Impacte total equivalent sobre l'escalfament global segons el refrigerant utilitzat en la instal·lació.

La instal·lació de R744 no té importància a nivell d'emissions directes, ja que l'R744 té un GWP=1. La petjada ecològica que causa ve donada pel consum elèctric de la instal·lació i per la font d'obtenció de l'electricitat a Espanya, per la qual s'han generat 241 gCO<sub>2</sub>/kWh durant l'any 2019. Al tenir una mitjana del COP anual de 3,19, gairebé un punt per sota respecte la mitjana utilitzant R404A (4,07), la instal·lació es veu fortament penalitzada, ja que la part d'emissions directes del R404A no supera l'estalvi produït en emissions indirectes degut a la millora del COP.



## 12.3 ALTRES CONSIDERACIONS

Des de la introducció i consolidació en el mercat dels sistemes frigorífics utilitzant R744, s'han anat introduint una sèrie de propostes per tal de poder millorar els resultat d'eficiència del sistema i abastar com més zones geogràfiques millor. En aquesta secció, s'exposaran aquestes propostes, que van des de la introducció de bescanviadors de calor en el cicle a realitzar arquitectures frigorífiques diferents, amb l'objectiu de millorar l'eficiència del sistema.

### 12.3.1 INTRODUCCIÓ D'UN BESCANVIADOR DE CALOR ENTRE LA SORTIDA DEL REFREDADOR DE GAS I EL VAPOR QUE CIRCULA PER LA VÀLVULA BYPASS

El vapor que s'extreu del dipòsit a pressió serveix per refredar el vapor que surt del refredador de gas, reduint el títol de vapor de R744 a l'entrada del dipòsit. No obstant, això significa un sobreescalfament del gas, que es tradueix en un augment del consum del compressor de mitja temperatura i en una temperatura de descàrrega superior [21]. S'assumeix una eficiència del bescanviador del 0,3. Mitjançant l'introducció d'aquest equip, el COP augmenta 0,01 punts, essent  $COP = 1,49$

Tenint en compte el cost d'aquest equip, es tracta d'una modificació que no és rendible en relació al cost de la instal·lació i els guanys en eficiència del sistema.

Les potències dels compressors de baixa i mitja temperatura han augmentat a 3,213 kW i 31,440 kW, respectivament.

La figura 66 mostra el canvi en el cicle termodinàmic, on apareix un petit desplaçament (refredament) a la sortida del refredador de gas.

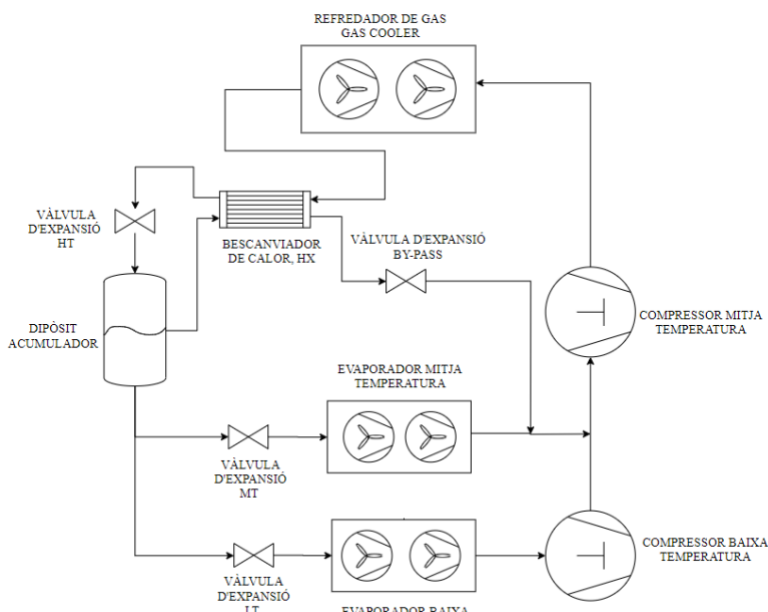


Figura 67. Sistema booster supercrític de R744 amb bescanviador de calor entre la sortida del refredador de gas i el vapor que circula per la vàlvula bypass.

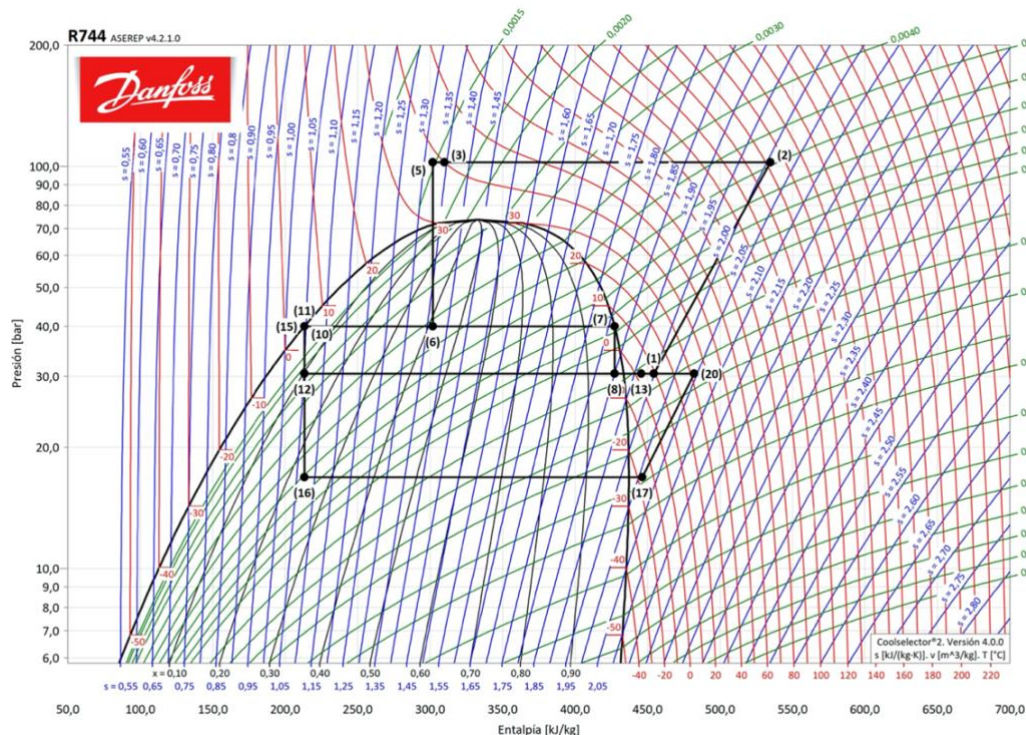


Figura 68. Diagrama logP-h del sistema booster supercrític de R744 amb bescanviador de calor entre la sortida del refredador de gas i el vapor que circula per la vàlvula bypass.



### 12.3.2 INTRODUCCIÓ DEL SISTEMA DE COMPRESSIÓ PARAL·LELA PEL VAPOR PROVINENT DEL DIPÒSIT

La configuració del sistema vindria a ser la mateixa que l'exposada en l'apartat anterior, incloent un compressor que aspira el vapor provinent del dipòsit i l'eleva fins a la pressió supercrítica a la que treballa el refredador de gas. Mitjançant aquest sistema, s'ha aconseguit millorar la eficiència energètica en climes càlids. La presència d'un compressor treballant en paral·lel amb el compressor de mitja temperatura redueix notablement la cilindrada, disminuint no solament el consum d'energia sinó el cost inicial de la instal·lació.

En aquesta ocasió, el **COP** millora notablement, eleuant-se fins a **1,64**. La potència del compressor de baixa temperatura és la mateixa que amb el sistema anterior, 3,213 kW, però la del compressor de mitja ha disminuït fins a 19,03 kW, disminuint un 39,47 % respecte la configuració anterior i un 38,25 % respecte la configuració analitzada en el projecte. No obstant, aquesta arquitectura comporta la inclusió d'un compressor de 9,278 kW de potència.

La figura 68 mostra el nou cicle termodinàmic, on el vapor provinent del dipòsit es succionat, en gran part, pel compressor paral·lel al de mitjana temperatura.

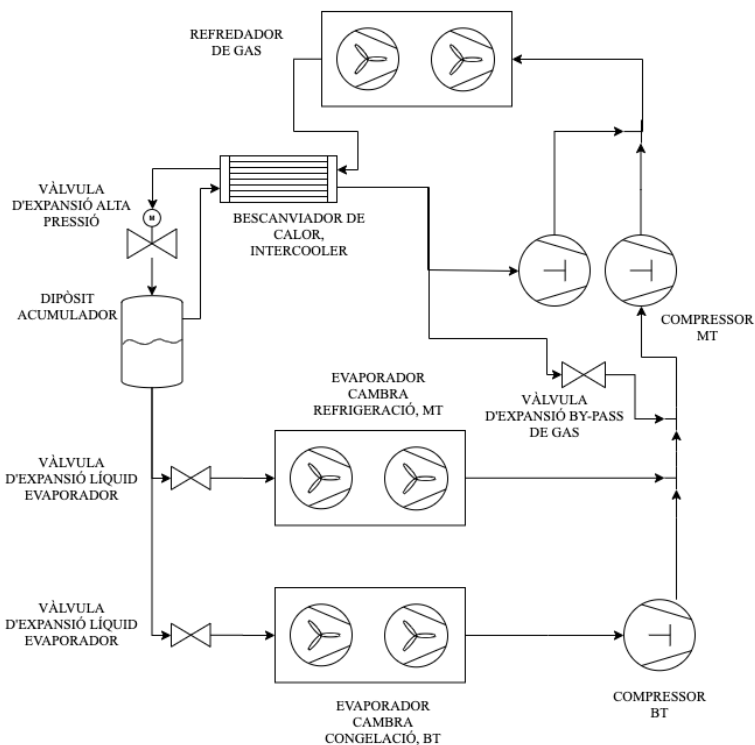


Figura 69. Sistema booster supercrític de R744 amb compressió paral·lela del vapor saturat del dipòsit acumulador.

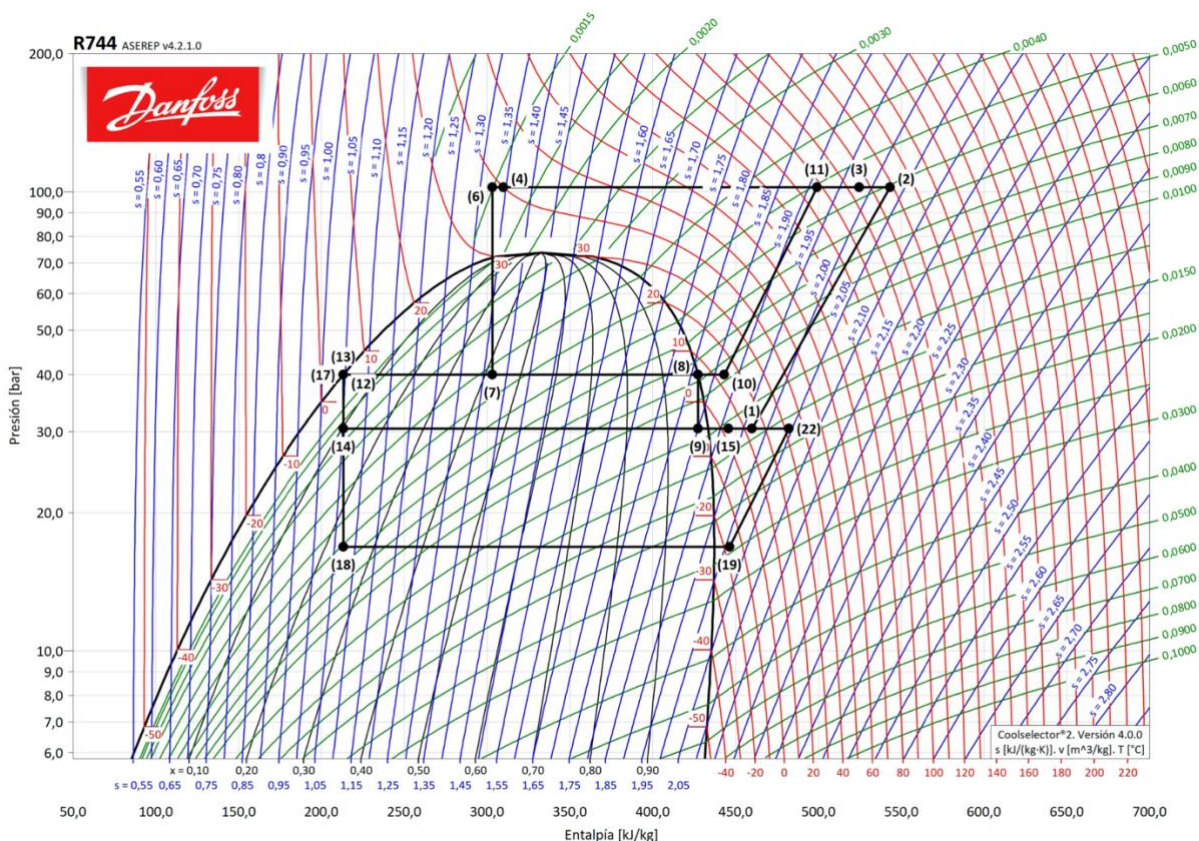


Figura 70. Diagrama logP-h del sistema booster supercrític de R744 amb compressió paral·lela del vapor saturat del dipòsit acumulador.

## 12.4 RESUM DE LA DISCUSSIÓ

COMPARATIVA SEGONS LOCALITZACIÓ	COP anual	COP disseny
LLEIDA (ESPANYA)	3,19	1,48
HORSENS (DINAMARCA)	4,10	1,93

*Taula 21. Resultats comparativa del sistema booster R744 segons la localització de la instal·lació.*

Analitzant el resultat d'eficiència mensual en cada localitat i comparant els valors, s'obté de mitjana que el sistema és un 28,08% més eficient a Horsens que a Lleida, tenint la primera ciutat una temperatura mitjana anual de 7,7°C respecte els 14,7°C de Lleida. El COP de disseny de la instal·lació en terres daneses és un 30% superior que en terres lleidatanes.

COMPARATIVA SEGONS REFRIGERANT UTILITZAT	COP anual	COP disseny
R744	3,19	1,48
R404A	4,07	1,83

*Taula 22. Resultats comparativa segons el refrigerant utilitzat en el cicle frigorífic.*

En aquesta ocasió s'ha analitzat el resultat comparant la configuració estudiada en detall en el projecte (compressió *booster* d'R744 supercrític) amb el sistema més estès al llarg del territori (compressió en dues etapes d'R404A). La mitjana sobre la diferència en l'eficiència mensual de cada sistema dona com a resultat que, utilitzant R404A, el sistema és un 27% més eficient. El COP de disseny de la instal·lació utilitzant R404A és un 23,6% superior que utilitzant R744.

COMPARATIVA SEGONS ARQUITECTURA DEL SISTEMA	COP disseny
BOOSTER R744 AMB BYPASS DE GAS	1,48
BOOSTER R744 AMB HX EN LA ZONA D'ALTA PRESSIÓ	1,49
BOOSTER R744 AMB COMPRESSIÓ PARAL·LELA	1,64

*Taula 23. Resultats comparativa segons l'arquitectura del sistema booster de CO<sub>2</sub>.*

La introducció d'un bescanviador de calor (HX) per refredar el vapor que surt del gas cooler amb la finalitat de reduir el títol de vapor a l'entrada del dipòsit, no suposa un increment substancial en el COP de disseny. El sobreescalfament produït en el vapor es tradueix en un augment del consum del compressor de mitja temperatura i una temperatura de descàrrega superior. Incloure un compressor a la configuració anterior, treballant en paral·lel al compressor de mitja temperatura i que aspira el vapor provinent del dipòsit, millora l'eficiència de la instal·lació, elevat el COP fins a 1,64.

## 13 CONCLUSIONS

Les instal·lacions de refrigerant R744 (CO<sub>2</sub>) s'establiran progressivament amb major proporció sobre els països de clima mediterrani, ja que la introducció de diferents arquitectures frigorífiques propulsen el coeficient d'operació COP fins a gairebé els nivells d'eficiència d'instal·lacions d'R404A.

Les noves polítiques mediambientals adoptades al llarg de la darrera dècada han arrossegat a les empreses instal·ladors d'equips de refrigeració a buscar alternatives eficients que es puguin equiparar a les ja gairebé obsoletes degut a l'aplicació de la normativa 517/2014 (F-Gas). La recerca no solament s'està basant en buscar un refrigerant amb propietats ideals en termes econòmics, tècnics i mediambientals, sinó en introduir millores a cicles frigorífics de contrastada eficiència en climes templats i freds. Dels països del nord d'Europa prové la cada vegada més extensa utilització de sistemes de refrigeració mitjançant CO<sub>2</sub> com a únic refrigerant, que no solament està transformant el sector de la refrigeració comercial/industrial, sinó el medi ambient.

A través de tot el que s'ha exposat, s'ha pretès donar una idea general per saber com dimensionar i calcular una instal·lació frigorífica en concordança amb la normativa actual de gasos fluorats.

Finalitzat l'estudi sobre un sistema de refrigeració instal·lat en un magatzem frigorífic amb una cambra de refrigeració i una de congelació, s'extreu que:

Quan la temperatura mitjana ambiental es troba al voltant dels 15 °C, el sistema de dues etapes *booster* de CO<sub>2</sub> supercrític amb bypass de gas, oferint un COP d'aproximadament 3 punts, resulta un sistema prou eficient per ser instal·lat, ja que ofereix resultats tan interessants com un sistema clàssic de compressió de vapor d'R404A, majoritàriament instal·lat arreu del país en el sector de refrigeració comercial.

Anualment, en una ciutat (Horsens, Dinamarca) on la temperatura mitjana anual és de l'ordre de la meitat de la temperatura mitjana anual a la ciutat de Lleida, l'increment d'eficiència del sistema representa un 28%. La climatologia de la zona de Lleida, relativament allunyada de la costa mediterrània, rebaixa la temperatura mitjana anual fins als 15 °C, essent 1,5°C inferior a la de Barcelona ciutat. Conseqüentment, la ciutat de Lleida es converteix en una potencial bona localització per la seva instal·lació.

La introducció d'un canvi en l'arquitectura del sistema, realitzant la compressió en paral·lel pel vapor provinent del dipòsit acumulador, eleva el COP de disseny del sistema fins a 1,63, reduint la diferència entre el COP de la ciutat de Horsens (amb sistema *booster* mitjançant bypass de gas) fins a un 18,4%, convertint-se així amb un sistema d'eficiència contrastada, amb resultats gairebé propis d'una instal·lació del nord d'Europa.

L'eficiència de la instal·lació augmentaria un 27% en cas d'utilitzar un cicle de compressió de vapor d'R404A. Tenint en compte que es tracta d'un sistema desautoritzat des de l'1 de gener de 2020, al sector de la refrigeració no li queda més remei que mirar de trobar, o bé refrigerants amb bones característiques tècniques, econòmiques i mediambientals, o bé optimitzar les instal·lacions d'R744 com a únic refrigerant per maximitzar el COP, com s'ha proposat en aquest projecte.

Analitzat el paràmetre TEWI, la quantitat d'emissions que provenen del sistema frigorífic, en tones de CO<sub>2eq</sub>, són pràcticament a causa de fonts indirectes, relacionades amb el consum elèctric de la instal·lació i la font d'obtenció de l'electricitat a Espanya. La mateixa instal·lació, utilitzant R404A, implicaria una font d'emissions directes en 10 anys de 43 tones de CO<sub>2eq</sub>. No obstant, al tenir una mitjana de COP anual gairebé un punt per sobre de la mitjana obtinguda utilitzant R744, es produeix un estalvi en emissions indirectes que comporta que el total emès a deu anys vista sigui inferior al total emès per la instal·lació de R744.

L'obligada futura migració de les instal·lacions frigorífiques existents d'R404A deguda a les fortes taxes o la impossibilitat de realitzar tasques de manteniment o reparació comportarà la valoració, per part dels clients, d'introduir un sistema de CO<sub>2</sub>. L'estimació del cost dels equips i components principals seleccionats pel sistema de refrigeració *booster* de dues etapes i bypass de gas pel magatzem frigorífic calculat, ascendeix a un total de 68.808,80 €.

## 14 BIBLIOGRAFIA

- [1] S. F. Pearson, «Refrigerants Past, Present and Future,» Glasgow.
- [2] J. M. CALM, «The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook,» International Journey of Refrigeration, Beijing, 2008.
- [3] European Environment Agency, «<https://www.eea.europa.eu>,» June 2020. [En línia]. Available: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/data-viewers/greenhouse-gases-viewer>. [Últim accés: Abril 2020].
- [4] N. Stern, «The Economics of Climate Change,» 2006.
- [5] Diario Oficial de la Unión Europea, «842/2006, REGLAMENTO (UE) No 517/2014 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 16 de abril de 2014 sobre los gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el Reglamento (CE) no,» 20 Mayo 2014. [En línia]. Available: <https://www.boe.es/doue/2014/150/L00195-00230.pdf>. [Últim accés: Abril 2020].
- [6] Oficina Española de Cambio Climático, «Informe técnico sobre alternativas a los HFCs en refrigeración comercial en España,» Madrid, 2016.
- [7] YUNUS A. ÇENGEL, MICHAEL A. BOLES, THERMODYNAMICS. AN ENGINEERING APPROACH., McGRAW-HILL, 2014.
- [8] Á. Barragán Cervera, J. Navarro Esbrí, F. Moles, A. Mota Babiloni y B. Peris, «Evaporadores y Sistemas de Desescarche,» Fundamentos de refrigeración, ATECYR, Madrid.
- [9] J. Rey, J. San José y E. Velasco, «Condensadores y torres de refrigeración,» Fundamentos de refrigeración, ATECYR, Madrid.
- [10] M. d. S. C. y. B. S. Gobierno de España, «Guía técnica para la Prevención y Control de la Legionelosis en instalaciones - Torres de refrigeración y condensadores evaporativos,» Julio 2003. [En línia]. Available: [https://www.msbs.gob.es/ciudadanos/saludAmbLaboral/agenBiologicos/pdfs/4\\_leg.pdf](https://www.msbs.gob.es/ciudadanos/saludAmbLaboral/agenBiologicos/pdfs/4_leg.pdf). [Últim accés: Mayo 2020].
- [11] ASHRAE, «Designation and Safety Classification of Refrigerants,» 34-2019.
- [12] Danfoss A/S, «Food Retail CO2 Refrigeration Systems, Application Handbook,» Nordborg, 2009.
- [13] F. Sanz, O. Fernandez, I. Vadillo, «Aplicaciones con CO2 en Refrigeración Comercial,» Madrid.
- [14] Real Decreto 552/2019, de 27 de septiembre, por el que se aprueban el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias., «Agencia Estatal Boletín Oficial del Estado,» 24 Octubre 2019. [En línia]. Available: <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2019-15228>. [Últim accés: Mayo 2020].
- [15] UNE, «EN 379-1:2016. Sistemas de refrigeración y bombas de calor. Requisitos de seguridad y medioambientales.,» Madrid, Noviembre 2016.
- [16] ASHRAE, «CHAPTER 12 - REFRIGERATION LOAD,» 2006.
- [17] ASHRAE, «CHAPTER 9 - THERMAL PROPERTIES OF FOODS,» 2006.
- [18] Danfoss A/S, «Cooling Load Calculation Course: Infiltration and Safety Factor».
- [19] ATECYR, IDAE, «Guía técnica de condiciones climáticas exteriores de proyecto,» Madrid, 2010.
- [20] K.M. Tsamos, Y.T. Ge, IDewa Santosa, S.A. Tassou, G. Bianchi, Z. Mylona, «Energy analysis of alternative CO2 refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates,» *ScienceDirect*, 2017.
- [21] GUNTNER, *Condensadores V-SHAPE COMPACT*, FÜRSTENFELDBRUCK, 2017.
- [22] Design of Energy Systems, «Apunts de classe,» Via University College, Horsens, Denmark, Octubre 2018.

- [23] A. Sánchez, «Refrigeración con CO<sub>2</sub> en aplicaciones comerciales,» Madrid, 2018.
- [24] INSTITUTO NACIONAL DE SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO, «NTP 434: Superficies de trabajo seguras (I),» 1994.
- [25] MECALUX, «El ancho y alto de los pasillos para las carretillas,» [En línea]. Available: <https://www.mecalux.es/manual-almacen/disenio-de-almacenes/ancho-pasillos-carretillas>. [Últim accés: Agosto 2020].
- [26] YUNUS A. ÇENGEL, AFSHIN J. GHAJAR, «Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones,» Mc Graw Hill, 2011.
- [27] J. Marchese, «Ice Breaker: The Role of the Liquid Receiver,» 1 December 2014.
- [28] Factor de emisión de la energía eléctrica: el mix, «Canvi Climàtic Gencat,» 2019. [En línea]. Available: [https://canviclimatic.gencat.cat/es/actua/factors\\_demissio\\_associats\\_a\\_lenergia/](https://canviclimatic.gencat.cat/es/actua/factors_demissio_associats_a_lenergia/). [Últim accés: Octubre 2020].



## ANNEX

### 1. JUSTIFICACIÓ DEL CàLCUL DE LES CÀRREGUES TÈRMiques

Com s'ha exposat en l'apartat 6.3 de la memòria, les dimensions de les cambres a estudiar són les següents:

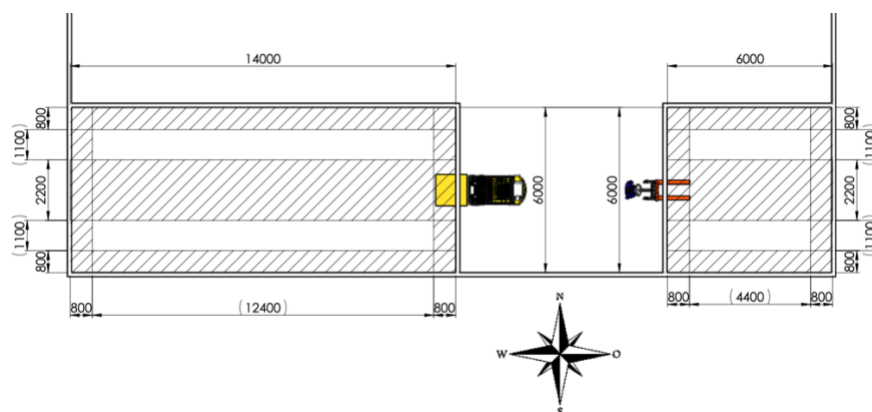
TIPUS DE CAMBRA	TEMPERATURA <sub>INT</sub> [°C]	AMPLE W [m]	LLARG L [m]	ALT H [m]
REFRIGERACIÓ	2	6	14	4
CONGELACIÓ	-20	6	6	4

Essent l'ample, el llarg i l'alt els representats en la figura 71:



Figura 71. Nomenclatura de les dimensions de les cambres frigorífiques.

Figura 72. (Dreta) Orientació de les cambres frigorífiques.



Per quantificar la incidència de la radiació solar sobre les parets de les cambres frigorífiques, es decideix que les cambres estaran ubicades cada una en l'extrem del magatzem, de manera que dues parets queden en l'interior del magatzem i les altres dues, juntament amb el sostre, queden exposades a la radiació solar, com es pot veure en la figura 72. L'àrea sense ratllar representa l'espai disponible per l'emmagatzematge de producte. En la secció 5 de l'Annex es troba el plànol sobre la fig.72.

#### 1.1 Càrrega tèrmica de transmissió

Els materials que es solen utilitzar per l'aïllament de les cambres frigorífiques venen definits en la següent taula:

Tipus de material	Coeficient de conductivitat tèrmica [W/m°C]		
Virutes fusta	0,09	0,12	0,15
Escorça fusta	0,061	0,0685	0,076
Llana de roca		0,04	
Llana de vidre		0,04	
XPS Escuma de poliestirè extruït	0,028	0,0295	0,031
EPS Escuma de poliestirè expandit		0,04	
Poliuretà		0,035	
Escuma de vidre		0,052	
Escuma de fenol		0,04	
Taulells de suro	0,04	0,0475	0,055

Taula 24. Tipus de materials utilitzats en la fabricació de panells d'aïllament tèrmic. Font: The effect of hybrid resin usage on thermal conductivity in ecological insulation panel production

Alguns coeficients de conductivitat tèrmica venien donats per un rang; Per exemple, virutes de fusta 0,09-0,15. En aquest cas, el valor central és el mitjà entre aquests valors i seria el valor a escollir a l'hora de seleccionar el tipus d'aïllament.

En aquest projecte s'utilitzaran panells tipus sandvitx, formats per dues plaques d'acer (50,2 W/m²°C) de 6 mm en la cara interna i 5 mm en la cara externa. Enmig, un gruix de 150 mm de Poliuretà, ja que es tracta d'un dels materials més utilitzats



en cambres frigorífiques. L'espessor de l'aïllament influeix notablement en la capacitat interior de la cambra i, amb l'elevat cost que comporta cada m<sup>2</sup> de magatzem. És per tant, un aspecte important a l'hora de decantar-se per un material o altre.

D'acord a les condicions particulars que s'exposen i seguint la metodologia de càlcul exposada en la [secció 6.1](#), s'obtenen els següents resultats:

Material	Coefficient de conductivitat tèrmica k [W/m°C]	Gruix d'aïllament e [m]	Espai	Coefficient de convecció h [W/m <sup>2</sup> °C]
Acer cara interna	50,2	0,006	Interior	9,3
Poliuretà	0,035	0,15	Exterior	20
Acer cara externa	50,2	0,005		

*Taula 25. Característiques de l'aïllament i els coeficients de convecció seleccionats per l'estudi de les cambres frigorífiques*

Al tenir dues cares en l'interior del magatzem frigorífic, es decideix que el coeficient de convecció exterior sigui 20 W/m<sup>2</sup>°C, com a mitjana de les parets exteriors que estarien exposades coeficients més alts que les interiors.

Exemple càlcul paret 1 cambra refrigeració:

$$R_{CONV_{int}} = \frac{1}{h_{int} \cdot A} = \frac{1}{9,3 \cdot (6 \cdot 4)} = 0,0045 \left[ \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right]$$

$$R_{COND} = \frac{x_n}{k_n \cdot A} = \frac{0,006}{50,2 \cdot (6 \cdot 4)} + \frac{0,15}{0,035 \cdot (6 \cdot 4)} + \frac{0,005}{50,2 \cdot (6 \cdot 4)} = 0,178 \left[ \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right]$$

$$R_{CONV_{ext}} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A} = \frac{1}{20 \cdot (6 \cdot 4)} = 0,0021 \left[ \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right]$$

$$Q_1 = \frac{\Delta T + \Delta_{RS}}{R_{TOTAL}} = \frac{\Delta T + \Delta_{RS}}{R_{CONV_{int}} + R_{COND} + R_{CONV_{ext}}} = \frac{(25-2)+0}{0,0045+0,178+0,0021} = 124,23 \text{ [W]}$$

CAMBRA 1 - REFRIGERACIÓ	A [m <sup>2</sup> ]	R <sub>TOTAL</sub> [°C/W]	ΔT [°C]	ΔT + Δ <sub>Rs</sub> [°C]	Q <sub>IR</sub> [W]
PARET 1 (W x H)	24	0,19	23	23	124,23
PARET 2 (W x H)	24	0,19	36	46	248,46
PARET 3 (L x H)	56	0,08	23	23	289,86
PARET 4 (L x H)	56	0,08	36	41	516,71
SOSTRE (W x L)	84	0,05	36	51	964,11
SÒL (W x L)	84	0,05	13	13	245,75
TOTAL Q <sub>IR</sub> [kW]					2,39

*Taula 26. Resultats càrrega tèrmica de transmissió a la cambra de refrigeració.*

CAMBRA 2 - CONGELACIÓ	A [m <sup>2</sup> ]	R <sub>TOTAL</sub> [°C/W]	ΔT [°C]	ΔT + Δ <sub>Rs</sub> [°C]	Q <sub>2R</sub> [W]
PARET 1 (W x H)	24	0,19	45	45	243,05
PARET 2 (W x H)	24	0,19	58	63	340,28
PARET 3 (L x H)	24	0,19	45	45	243,05
PARET 4 (L x H)	24	0,19	58	63	340,28
SOSTRE (W x L)	36	0,12	58	73	591,43
SÒL (W x L)	36	0,12	35	35	283,56
TOTAL Q <sub>2R</sub> [kW]					2,04

*Taula 27. Resultats càrrega tèrmica de transmissió a la cambra de congelació.*

## 1.2 Càrrega tèrmica del producte

Com s'explica en la [secció 7.3](#) de la memòria, el paletitzat més típic de les caixes (tant de fruita com carn) és sobre palet EUROPALET (800 x 1200 x 145), ja que està optimitzat per la càrrega de camions tipus tràiler on caben 33 palets. El nombre de caixes dependrà de la mesura d'aquestes i la càrrega màxima que es vulgui assolir. Per realitzar els càlculs, es faran les següents assumpcions:

- ♦ Caixes de 400 x 600 x 100 mm de 7 kg de capacitat
- ♦ Format de paletització de 4 caixes per capa, 80 caixes per palet.

Aquest format, ens resulta en les següents dimensions de palet:

- ♦  $W = 800 \text{ mm}$
- ♦  $L = 1200 \text{ mm}$
- ♦  $H = 145 \text{ mm}$
- ♦  $PH = 145 + 80/4 \cdot 100 = 2145 \text{ mm}$
- ♦ Pes de la càrrega : 80 caixes  $\cdot$  7 kg = 560 kg

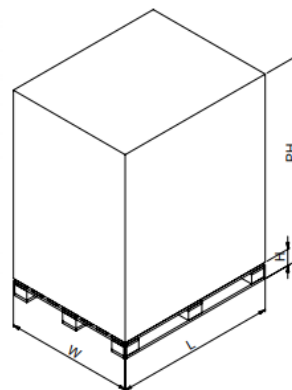


Figura 73. Dimensions de la càrrega paletitzada.

Així doncs, tenim una densitat superficial de producte de:

$$\sigma_{producte} = \frac{80 \cdot 7}{1,2 \cdot 0,8} = 583,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Alguns manuals de cambres frigorífiques recomanen utilitzar com a quantitat de massa per metre quadrat 50 kg en cas de ser un producte embalat i 125 kg per productes a l'engròs en els casos que no es coneix en exactitud la massa de producte que entrarà en la cambra. Aquests valors contemplen l'espai de separació entre les parets, espai per passadissos de circulació etc.

També s'estableix, com a norma general, que la distància de separació entre la paret superior i la part superior dels palets i la paret on està ubicat l'evaporador i els palets, ha de ser com a mínim de 500 mm. Per altra banda, entre la part posterior de la cambra i els palets la separació ha de ser superior a 200 mm.

Es planteja la disposició de la càrrega de producte en la cambra frigorífica com es mostra en la figura 72.

En la part central, es deixa un passadís per la circulació i maniobra de les transpaletes de l'ample total de la transpaleta més 50 cm per banda [18]. Per exemple, el model CBD20R-II de RIBE fa 775 mm d'ample de cos. Tenint en compte que portarà un palet de 1200 mm de llarg, el càlcul es realitzarà sobre la dimensió d'aquest. Per tant, el passadís,  $Pas_c$ , tindrà un ample total de 2200 mm.

La separació entre els palets plens i les parets,  $Pas_p$ , serà de 800 mm per cada costat de paret de cambra, així s'habilita el pas de personal per poder fer qualsevol tipus de verificació.

En conseqüència, queda una superfície útil per la càrrega de producte en la cambra de refrigeració de:

$$A_{util_R} = 2 \cdot \left[ \left( \frac{W}{2} - Pas_p - \frac{Pas_c}{2} \right) \cdot (L - 2 \cdot Pas_p) \right] = 2 \cdot \left[ \left( \frac{6}{2} - 0,8 - \frac{2,2}{2} \right) \cdot (14 - 2 \cdot 0,8) \right] = 27,28 \text{ m}^2$$

Multiplicant per la densitat superficial que s'ha calcular anteriorment, s'obté una massa de producte de

$$m_{P_R} = \sigma_{producte} \cdot A_{util_R} = 583,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot 27,28 \text{ m}^2 = 15913 \text{ kg}$$

Es decideix arrodonir a múltiples de 500 a la baixa, en aquest cas seran 15500 kg de producte, ja que realment ha d'haver espai de separació entre els palets, d'uns 75 mm entre palets [19] quan aquests es trobin a nivell de terra. Per tant, l'àrea útil serà realment menor. Per la cambra de congelació, s'assumeix el mateix procés de càlcul però realitzant una reducció del 40% en la massa de producte. Per tant, amb una àrea útil de 9,68 m<sup>2</sup>, la massa de producte és:

$$m_{P_C} = \sigma_{producte} \cdot A_{util_C} = 583,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot 9,68 \text{ m}^2 \cdot 0,6 = 3388 \text{ kg} \rightarrow 3000 \text{ kg}$$

Per tal de calcular l'aportació de calor en el procés de refredat i de respiració del producte (descriu en la [secció 6.2](#)), es realitzaran les següents assumpcions:

- ♦ Tenint en compte les característiques de la [taula 8](#), es prendrà com a valor de calor específica per sobre el punt de congelació, de la calor latent i de la calor específica després de la congelació el valor mitjà d'entre tots els productes que comparteixen cambra frigorífica.
- ♦ S'assumeix un constant intercanvi de productes i es realitza el càlcul sobre un període de 24h.

Exemple de càlcul per la cambra de refrigeració:

$$Q_{2-4R} = m_{PR} \cdot \frac{[c_{pR} \cdot (T_{ENT} - T_2) + L_f + c_{pC} \cdot (T_2 - T_3)]}{24 \cdot 3600} [kW]$$

On:

- $m_{PR} = 15500 \text{ kg}$
- $c_{pR} = (3,81 + 3,86 + 3,91 + 3,8) / 4 = 3,845 \text{ kJ/kg}$
- $T_{ENT} = 20 \text{ °C}$
- $T_2 = 2 \text{ °C}$

Al no haver congelació, no intervenen els termes calor latent i terme calor específica després del punt de congelació. Com a resultat, s'obté:

$$Q_{2-4R} = m_{PR} \cdot \frac{[c_{pR} \cdot (T_{ENT} - T_2) + L_f + c_{pC} \cdot (T_2 - T_3)]}{24 \cdot 3600} = 15500 \cdot \frac{3,845 \cdot (20 - 2)}{24 \cdot 3600} = \mathbf{12,416 \text{ kW}}$$

No obstant, en aquest cas sí que hi haurà la influència de la calor de respiració. En la següent taula es mostren un recull de valors de calor de respiració dels aliments escollits a emmagatzemar [17], a diferents temperatures.

PRODUCTE	CALOR DE RESPIRACIÓ A 5 °C [mW/kg]	CALOR DE RESPIRACIÓ A 10 °C [mW/kg]	CALOR DE RESPIRACIÓ A 15 °C [mW/kg]
POMA	21,00	61	92
NECTARINA	19,00	42	89
PRÈSSEC	19,40	46,6	101,8
PERA	20,10	47,8	96,8

Taula 28. Propietats termodinàmiques dels productes a emmagatzemar. Font: Chapter 8, Thermal Properties of Foods, ASHRAE.

Una aproximació seria utilitzar per una temperatura mitjana entre la temperatura d'entrada de producte i la temperatura de conservació. Segons les dades proporcionades,  $(T_{ENT} + T_2)/2 = (20+2)/2 = 11 \text{ °C}$  que aproximariem a  $10 \text{ °C}$ .

De la mateixa manera que s'ha fet amb els valors de calor específica, es calcularia una mitjana d'aquests.

$$Q_5 = \frac{m_{PR} \cdot h_R}{1000 \cdot 1000} = \frac{15500 \cdot 49,35}{1000 \cdot 1000} = \mathbf{0,765 [kW]}$$

On:

- $m_{PR} = 15500 \text{ kg}$  (massa producte que aporta calor de respiració = massa del producte en la cambra de refrigeració)
- $h_{Resp} = (61 + 42 + 46,6 + 47,8) / 4 = 49,35 \text{ mW/kg}$

#### CAMBRA 1 - REFRIGERACIÓ

Càrregues tèrmiques	A útil [m²]	m <sub>P</sub> [kg]	T <sub>ENT</sub> [°C]	T <sub>2</sub> [°C]	c <sub>pR</sub> [kJ/kg °C]	Q [kW]
Q <sub>2-4</sub> (PROCÉS)	27,28	15500	20	2	3,845	12,416
Q <sub>5</sub> (RESPIRACIÓ)	27,28	15500	20	2	3,845	0,765
TOTAL Q <sub>PRODUCTE,R</sub> [kW]						13,181

Taula 29. Resultats càrrega tèrmica del producte a la cambra de refrigeració.

#### CAMBRA 2 - CONGELACIÓ

Càrregues tèrmiques	A útil [m²]	m <sub>P</sub> [kg]	T <sub>ENT</sub> [°C]	T <sub>2</sub> [°C]	T <sub>3</sub> [°C]	c <sub>pR</sub> [kJ/kg °C]	L <sub>f</sub> [kJ/kg °C]	c <sub>pC</sub> [kJ/kg °C]	Q [kW]
Q <sub>2-4</sub> (PROCÉS)	9,68	3000	0	-2,25	-18	2,9	177,5	1,85	7,530
Q <sub>5</sub> (RESPIRACIÓ)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
TOTAL Q <sub>PRODUCTE,C</sub> [kW]									7,530

Taula 30. Resultats càrrega tèrmica del producte a la cambra de congelació.

### 1.3 Càrrega tèrmica interna

Per tal de quantificar aquesta càrrega tèrmica, és important definir el temps de funcionament. S'estableix com a horari de treball dos torns de 8h, fent un total de 16h diàries en les que el personal hi és operatiu. D'aquesta manera, es comptabilitza la màxima càrrega tèrmica, ja que els caps de setmana o festius no estaran influenciats per aquesta i ens interessa, per un correcte dimensionat, la càrrega tèrmica a 24h vista.

En la realització de tasques d'entrada/sortida de la cambra, es decideix que el personal hi passarà un total de 10 min/h, en les que hi haurà dos operaris, les llums enceses i un carretó elevador per cada un d'ells.

Un home adult fent tasques de magatzem produeix una quantitat de 240 W/m<sup>2</sup>, essent l'àrea normal d'un cos adult de 1,8 m<sup>2</sup> [20].

Per tant, la calor aportada pel personal es calcula de la següent manera:

$$Q_6 = \frac{n^{\circ} \cdot t \cdot P_h}{24 \cdot 1000} = \frac{2 \text{ persones} \cdot 10 \frac{\text{min}}{\text{h}} \cdot 1 \frac{\text{h}}{60 \text{ min}} \cdot 16 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 240 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ persona}} \cdot 1,8 \text{ m}^2}{24 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 1000 \frac{\text{W}}{\text{kW}}} = 0,096 \text{ kW}$$

Segons diversos manuals de cambres frigorífiques, és comú utilitzar 25 W/m<sup>2</sup> en quant a la potència generada per la il·luminació interior.

$$Q_7 = \frac{A \cdot P_{lum} \cdot t}{24 \cdot 1000} = \frac{6 \text{ m} \cdot 8 \text{ m} \cdot 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 10 \frac{\text{min}}{\text{h}} \cdot 1 \frac{\text{h}}{60 \text{ min}} \cdot 16 \frac{\text{h}}{\text{dia}}}{24 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 1000 \frac{\text{W}}{\text{kW}}} = 0,133 \text{ kW}$$

Davant la dificultat de quantificar quanta energia respecte la potència dels motors serà alliberada en forma de calor en els carretons elevadors, s'opta per agafar també un valor que s'utilitza sovint: 2,5 kW.

$$Q_8 = \frac{n^{\circ} \cdot P \cdot t}{24} = \frac{2 \text{ carretons} \cdot 2,5 \text{ kW} \cdot 10 \frac{\text{min}}{\text{h}} \cdot 1 \frac{\text{h}}{60 \text{ min}} \cdot 16 \frac{\text{h}}{\text{dia}}}{24 \frac{\text{h}}{\text{dia}}} = 0,556 \text{ kW}$$

CAMBRA 1 - REFRIGERACIÓ		CAMBRA 2 - CONGELACIÓ	
Càrregues tèrmiques	Q [kW]	Càrregues tèrmiques	Q [kW]
Q6 (PERSONAL)	0,096	Q6 (PERSONAL)	0,096
Q7 (ENLLUMENAT)	0,133	Q7 (ENLLUMENAT)	0,100
Q8 (CARRETONS)	0,556	Q8 (CARRETONS)	0,556
<b>TOTAL Q<sub>INTERNA,R</sub> [kW]</b>	<b>0,785</b>	<b>TOTAL Q<sub>INTERNA,C</sub> [kW]</b>	<b>0,752</b>

Taula 31. Resultats càrrega tèrmica interna a les cambres de refrigeració i congelació

### 1.4 Càrrega tèrmica dels equips

La càrrega total deguda als equips és difícil de quantificar, ja que d'entrada no coneixem la potència ni el nombre de ventiladors si encara no s'ha escollit l'evaporador. En conseqüència, és comú utilitzar un 5% del total de la càrrega frigorífica en cambres >1°C i un 15% del total en cambres on la temperatura és -30°C.

En aquest projecte, tenint en compte les temperatures de les cambres són de 2 i -20°C, es decideix utilitzar un 5% del total en el cas de la cambra de refrigeració i un 10% en la cambra de congelació, un percentatge menor que el 15% associat per una temperatura de -30°C.

CAMBRA 1 - REFRIGERACIÓ		CAMBRA 2 - CONGELACIÓ	
<b>TOTAL Q<sub>EQUIPS,R</sub> [kW]</b>	<b>5% · Q<sub>TOTAL</sub></b>	<b>TOTAL Q<sub>EQUIPS,C</sub> [kW]</b>	<b>10% · Q<sub>TOTAL</sub></b>

Taula 32. Resultats càrrega tèrmica dels equips a les cambres de refrigeració i congelació

## 1.5 Càrrega tèrmica per infiltració

La infiltració per intercanvi d'aire, com descrit en la secció 6.5.1 es calcula de la següent forma:

Exemple de càlcul per la cambra de refrigeració:

$$q = 0,577 \cdot W \cdot H^{1,5} \cdot \frac{Q_s}{A} \cdot \frac{1}{R_s} =$$

$$= 0,577 \cdot 2,2 \cdot 3^{1,5} \cdot 10 \cdot \frac{1}{0,545} = 121,027$$

$$Dt = \frac{P \cdot \theta_p + 60 \cdot \theta_o}{3600 \cdot \theta_d} = \frac{16 \cdot 10 + 60 \cdot 16}{3600 \cdot 16} = 0,0194$$

$$Q_{11} = q \cdot Dt \cdot Df \cdot (1 - E) =$$

$$= 121,027 \cdot 0,0194 \cdot 0,8 \cdot (1 - 0,4) = 1,127 \text{ kW}$$

Es calcularà mitjançant els següents paràmetres:

- W = 2,2 m. El valor per l'amplada de la porta en la cambra de refrigeració per tenir el marge suficient al transportar els palets. En el cas de la cambra de congelació, 1,8m, ja que els volums de producte a introduir son menors.
- H = 3 m com a alçada de la porta en la cambra de refrigeració i 2,5m en la de congelació. La normativa la fixa en mínim 2,3 m, però donat que tenim una altura total de palet de 2145 mm, assegurem tenir el marge suficient per quan el toro porti aixecada la càrrega.
- Qs/A = Càrrega de calor sensible infiltrada per m2 de superfície de la porta [kW/m²]; 27 per la cambra de congelació i 10 per la cambra de refrigeració (veure figura 74).
- Rs = 0,545; Factor de calor sensible. Com s'ha descrit en la [secció 7.1](#), la temperatura de l'interior del magatzem la fixem a 25 °C de mitjana. Suposant un percentatge d'humitat relativa del 60%, es llegeix sobre la figura 75 dos valors, 0,59@20°C i 0,50@30°C, en el cas de la cambra frigorífica (La temperatura interior s'aproxima a 0°C i 90% HR). Per tant, el valor que s'obté és la interpolació d'aquests dos, 0,545. (veure figura 75)
- P = 16; Nombre de passades per la porta al dia. Suposem una passada per cada hora, fent un total de 16 passades al dia.
- θp = 10; Temps que es necessita per obrir / tancar la porta per pas [s]. Depenent de la velocitat i el tipus de porta, pot variar dels 5 als 25 s. Es decideix fixar aquest paràmetre en 10 s.
- θo = 16; Temps que la porta roman oberta S[min/dia]. Suposem 1 min per passada, mentre es realitzen les tasques de càrrega i descàrrega de palets.
- θd = 16; Període de temps de funcionament de la porta al dia [h]. És tracta del mateix temps de funcionament diari del magatzem.
- Df = 0,8 Factor de flux per la porta. En els dos casos, s'obté un valor Df = 0,8; (T<sub>INT\_PROJ</sub> - T<sub>CAMBRA</sub>) ≥ 11K
- E = 0,4; Mitjançant la instal·lació d'aire, s'aconsegueix una eficiència del 0,4

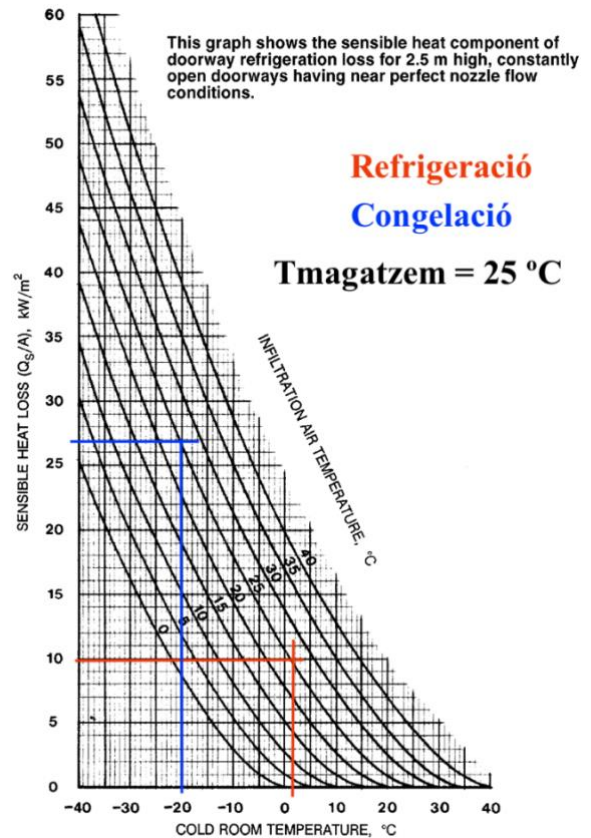


Figura 74. Selecció dels valors Qs/A per cada cambra frigorífica

Warm Space		Cold Space at 90% rh									
Temp. °C	rh, %	Dry-Bulb Temperature, °C									
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	
20	100	0.62	0.60	0.57	0.55	0.53	0.50	0.44	0.44	0.41	0.40
	80	0.67	0.65	0.63	0.61	0.58	0.56	0.53	0.51	0.48	0.47
	60	0.73	0.71	0.69	0.68	0.65	0.63	0.61	0.60	0.59	0.59
	40	0.80	0.79	0.78	0.76	0.75	0.73	0.73	0.73	0.73	0.76
	20	0.89	0.88	0.88	0.87	0.87	0.87	0.80	0.93	—	—
Outdoor Cond.		Cold Space at 90% rh									
DB °C	WB rh, %	Dry-Bulb Temperature, °C									
		-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15
30	19.7	0.76	0.75	0.74	0.73	0.72	0.72	0.73	0.77	0.87	—
	21.8	0.71	0.69	0.68	0.66	0.65	0.63	0.63	0.64	0.68	0.83
	23.9	0.66	0.64	0.62	0.60	0.59	0.57	0.56	0.55	0.56	0.62
	25.8	0.62	0.60	0.58	0.56	0.54	0.52	0.50	0.48	0.48	0.49
	19.0	0.80	0.79	0.78	0.77	0.77	0.77	0.79	0.84	0.96	—
35	21.6	0.72	0.71	0.69	0.68	0.67	0.66	0.67	0.68	0.72	0.86
	24.0	0.66	0.64	0.63	0.61	0.59	0.58	0.57	0.57	0.58	0.63
	26.3	0.61	0.59	0.57	0.55	0.53	0.52	0.50	0.49	0.48	0.50
	28.3	0.56	0.54	0.53	0.51	0.49	0.47	0.45	0.43	0.42	0.41

Figura 75. Selecció del valor Rs per cada cambra frigorífica.



La càrrega tèrmica deguda a la infiltració per renovació d'aire forçada, es calcula de la següent forma:

Exemple de càlcul per la cambra de refrigeració:

$$Q_{12} = \dot{V}_{AIRE} \cdot \rho_{AIRE} \cdot (h_{EXT} - h_{INT}) = 0,8 \frac{dm^3}{s \cdot m^2} \cdot (6 \cdot 14) m^2 \cdot \frac{1 m^3}{1000 dm^3} \cdot 1,2 \frac{kg}{m^3} \cdot (57,5 - 9,1) \frac{kJ}{kg} = 3,903 kW$$

On:

- $\dot{V}_{AIRE}$ : Quan no es coneix en exactitud el cabal d'aire, es sol agafar com a valor de referència entre 0,7 i 1  $dm^3/s m^2$  i en cambres on la ventilació no sigui tant necessària, entre 0,3 i 0,6 [12]. Per tant, s'agafa 0,8 per la cambra de temperatura positiva i 0,4 per la cambra de temperatura negativa.
- $\rho_{AIRE}$ : 1,2  $kg/m^3$ .
- Entalpies: Mitjançant el diagrama psicromètric es troben els valors d'entalpia, segons la temperatura seca de l'espai a estudiar i la humitat relativa. Es poden també altres lectures, com la humitat absoluta i volum específic.

	CAMBRA REFRIGERACIÓ	CAMBRA CONGELACIÓ
$h_{INT}$ [kJ/kg]	9,1	-18,3
$h_{EXT}$ [kJ/kg]	57,5	57,5

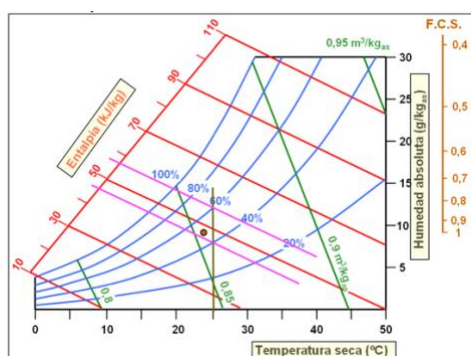


Figura 76. Diagrama psicromètric per al càlcul entalpia de l'aire interior del magatzem.

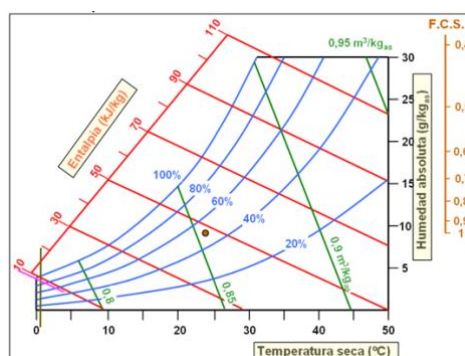


Figura 77. Diagrama psicromètric per al càlcul entalpia de l'aire interior de la cambra de refrigeració.

INFILTRACIONS INTERCANVI D'AIRE	$Q_s/A$ [kW/m²]	$R_s$	$q$ [kW/d]	$Dt$	$Q_{11}$ [kW]
CAMBRA 1 - REFRIGERACIÓ	10	0,545	121,027	0,0194	1,130
CAMBRA 2 - CONGELACIÓ	27	0,615	180,238	0,0194	1,682

Taula 33. Resultats càrrega tèrmica per infiltració (intercanvi d'aire) a les cambres de refrigeració i congelació

INFILTRACIONS VENTILACIÓ FORÇADA	$\dot{V}_{AIRE}$ [dm³/s]	$h_{INT}$ [kJ/kg]	$h_{EXT}$ @ 60 HR [kJ/kg]	$Q_{12}$ [kW]
CAMBRA 1 - REFRIGERACIÓ	67,2	9,1	57,5	3,903
CAMBRA 2 - CONGELACIÓ	14,4	-18,3	57,5	1,310

Taula 34. Resultats càrrega tèrmica per infiltració (ventilació forçada) a les cambres de refrigeració i congelació

## 2. JUSTIFICACIÓ DEL CàLCUL DEL CICLE FRIGORÍFIC

### 2.1 Anàlisi i càlcul del cicle frigorífic

Es procedeix a analitzar el cicle de doble etapa de compressió *booster* de CO<sub>2</sub> supercrític amb circulació de vapor mitjançant vàlvula bypass. La temperatura interna de les cambres frigorífiques (2 °C refrigeració i -20 °C congelació) defineixen les temperatures d'evaporació de cada cambra, que han de ser entre 5 i 10 °C inferiors. Per tant, s'assumeix una temperatura d'evaporació T<sub>evap</sub> de -5°C en la cambra de refrigeració i -25 °C en la cambra de congelació.

El següent paràmetre a definir és la temperatura de sortida del refredador de gas, *gas cooler*. Segons les condicions del projecte, a la temperatura exterior ambiental de disseny T<sub>AMB.DISENY</sub> = 38 °C se li afegeix un increment ATD de 2 °C per tal de garantir l'intercanvi de calor amb l'exterior.

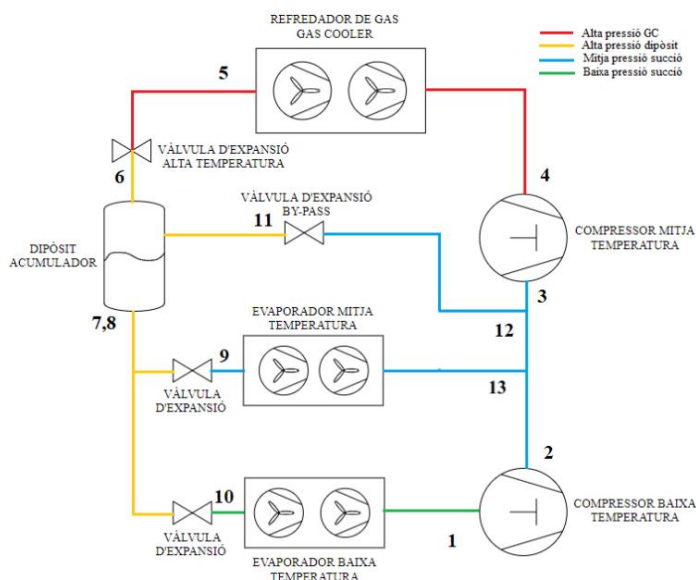


Figura 78. Sistema booster de dues etapes supercrític amb gas bypass.

Una vegada fixada la temperatura de sortida del refredador de gas, es defineix l'alta pressió del sistema, de la qual depèn l'eficiència del cicle de refrigeració COP. L'elevada temperatura de sortida del gas cooler comporta comprimir el vapor del compressor de mitja temperatura fins a pressions de l'ordre dels 90-110 bar. Primerament, es realitzaran els càlculs amb una pressió de 100 bar. Seguidament, s'analitzarà amb pressions de 95 i 105 bar, per tal d'analitzar la tendència i trobar la pressió òptima que resultarà en un COP màxim.

La pressió al dipòsit de líquid *receiver* és un altre paràmetre important. Per tal de tenir una pressió intermèdia baixa, el vapor saturat que es troba en l'interior del recipient s'expulsa a través de la vàlvula bypass cap a la succió del compressor de mitja temperatura. La pressió del dipòsit és constant independentment de la temperatura ambient però el flux de refrigerant a través de la vàlvula bypass varia amb la pressió del gas cooler i la seva

temperatura de sortida. Generalment, la pressió en el dipòsit és 10 bar superior a la pressió d'evaporació. Per això, es defineix que la pressió del dipòsit serà 40 bar, així s'assegura marge amb la pressió de mitja temperatura, equivalent a la temperatura d'evaporació de -5 °C (30,46 bar).

Sobre el diagrama de Mollier es realitza la lectura del punt 5 (T<sub>5</sub> = 40 °C, P<sub>5</sub> = 100 bar) i, a entalpia constant, el punt 6 (T<sub>6</sub> = 5,31 °C, P<sub>6</sub> = 40 bar). La qualitat de la mescla líquid-vapor en l'entrada al dipòsit és X=0,470. Aquests dipòsits estan dissenyats per albergar fins a un 90% [22] del total de càrrega de refrigerant del sistema per tal de proporcionar la quantitat adequada durant les etapes de càrregues tèrmiques altes i també per acumular-lo en cas de que sigui necessària una reparació en el condensador. Els punts 7 i 8 es troben a la mateixa pressió del dipòsit, 40 bar, sobre la corba de líquid saturat. El punt 11, sobre la corba de vapor saturat. Seguidament, es traça una línia vertical (a entalpia constant) fins a les temperatures d'evaporació de cada cambra. Les vàlvules d'expansió regularan el flux de refrigerant al seu pas per l'evaporador, i fixaran un sobreescalfament (4 K en l'evaporador i 4 K que s'assumeix que tindrà lloc en el tram de canonada d'aspiració) per assegurar que no hi arribi líquid als compressors.

La temperatura del punt 1 ve donada pel sobreescalfament, 8 K, resultant -17 °C a 16,83 bar (pressió de saturació a -25 °C). L'eficiència isentròpica dels compressors es suposa de 70%. Mitjançant les lectures d'entalpia i entropia del punt 1, es troba el punt 2 amb la següent fórmula:

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s} + h_1 = \frac{471,81 - 446,13}{0,7} + 446,13 = 482,81 \frac{kJ}{kg}$$

El refrigerant en el punt 2 es mesclarà amb el vapor sobreescalfat provinent de l'evaporador de mitjana temperatura i el vapor provinent de la vàlvula bypass. La temperatura a l'entrada del compressor de mitjana temperatura és la combinació del vapor sobreescalfat provinent de la compressió de baixa temperatura, el vapor, també sobreescalfat, provinent de l'evaporació a mitjana temperatura i de la mescla de líquid-gas que es forma en l'expansió del refrigerant que circula per la vàlvula bypass. Es necessita conèixer el cabal de refrigerant en cada un d'aquests casos:

$$q_{m,Rc} = \frac{\phi_{Cc}}{h_1 - h_{10}} = \frac{20,351 kW}{446,13 - 212,23 kJ/kg} = 0,087 \frac{kg}{s}$$

$$q_{m,Rr} = \frac{\phi_{Cr}}{h_{13} - h_9} = \frac{31,349 kW}{445,37 - 213,23 kJ/kg} = 0,135 \frac{kg}{s}$$

El flux a través de la vàlvula bypass es calcula mitjançant el títol de vapor en el punt 6, X=0,47:

$$X = \frac{m_{vapor}}{m_{liquid} + m_{vapor}} \rightarrow q_{mrBP} = \frac{m_{liquid} \cdot X}{1 - X} = \frac{(q_{m,R_R} + q_{m,R_C}) \cdot X}{1 - X} = 0,197 \frac{kg}{s}$$

Primerament, es mesclarà el refrigerant provinent dels dos evaporadors, resultant en un cabal subtotal (el que circula pels evaporadors) i una entalpia de la mescla:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out} \rightarrow q_{m,R_R} \cdot h_{13} + q_{m,R_C} \cdot h_2 = q_{m,Revap} \cdot h_{mix} \rightarrow h_{mix} = \frac{0,135 \cdot 445,37 + 0,087 \cdot 482,81}{0,135 + 0,087} = 460,04 \frac{kJ}{kg}$$

Es realitza el mateix procés amb el cabal que prové de la vàlvula bypass:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out} \rightarrow q_{m,RBP} \cdot h_{12} + q_{m,Revap} \cdot h_{mix} = q_{m,RTOTAL} \cdot h_3 \rightarrow h_3 = \frac{0,197 \cdot 427,49 + 0,222 \cdot 460,04}{0,197 + 0,222} = 444,74 \frac{kJ}{kg}$$

La temperatura corresponent a aquest punt i a pressió 30,46 bar (la pressió d'evaporació de mitja temperatura) és 2,7 °C.

Amb tots els punts identificats, es procedeix a calcular les potències de cada compressor:

$$P_C = q_{m,R_C} \cdot (h_2 - h_1) = 0,087 \cdot (482,81 - 446,13) = 3,191 \text{ kW}$$

$$P_R = q_{m,RTOTAL} \cdot (h_4 - h_3) = 0,419 \cdot (522,79 - 444,74) = 32,703 \text{ kW}$$

I el coeficient d'operació COP:

$$COP = \frac{\phi_{CC} + \phi_{CR}}{P_C + P_R} = \frac{20,351 + 31,349}{3,191 + 32,703} = 1,44$$

Es realitza el mateix procés de càlcul per pressions en el refredador de gas de 95 bar i 105 bar, per trobar la tendència d'on es maximitza el COP:

- COP@GC=95 bar = 1,4037 (Part del cicle representada en lila)
- COP@GC=105 bar = 1,468 (Part del cicle representada en verd)

Segons augmenta la pressió, el títol de vapor al dipòsit disminueix (hi ha més líquid). Tot i així, hi ha un punt en el que la disminució del vapor circulant per la vàlvula bypass no compensa la potència addicional del compressor per assolir la pressió del gas cooler i, per tant, es redueix el COP. Per aquest motiu, és interessant trobar quina és la pressió òptima que maximitza el COP.

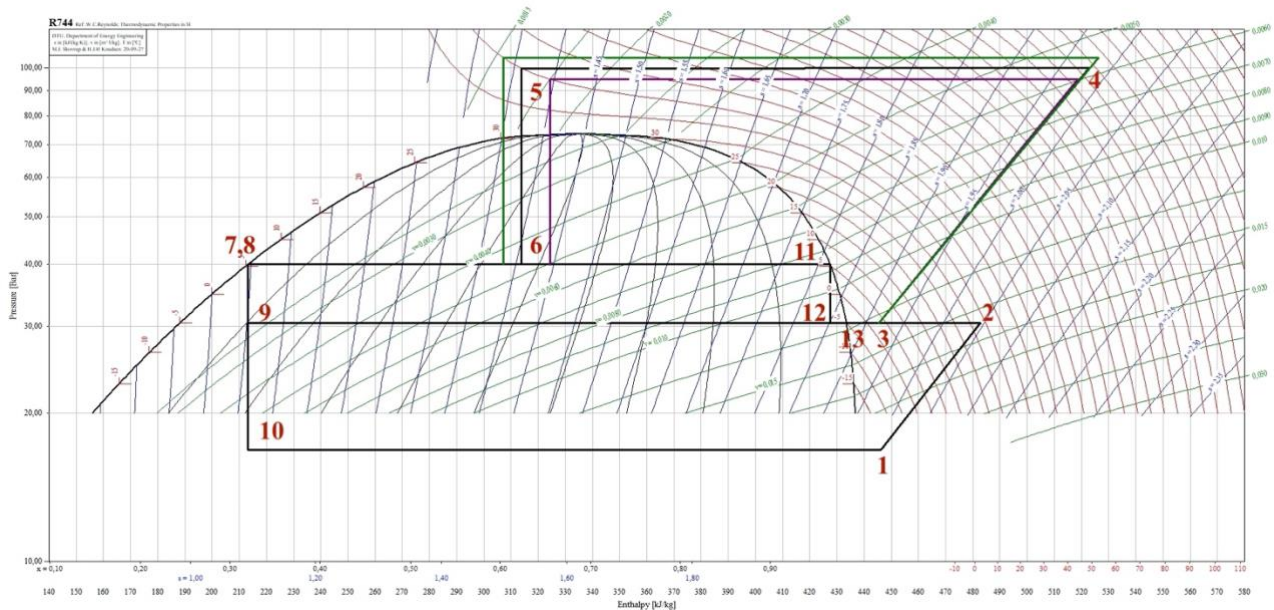


Figura 79. Diagrama logP-h de R744 del cicle booster de dues etapes supercrítica amb gas bypass.

Mitjançant el programa de càlcul Danfoss Coolselector 2, donada una temperatura de sortida del gas cooler, es calcula la pressió òptima que maximitza el COP. A 102,4 bar, el COP és màxim, 1,48. Els resultats del cicle són els següents:

- $\phi_{CC} = 20,351 \text{ kW}$
- $q_{m,R_C} = 0,087 \frac{kg}{s}$
- $q_{m,R_R} = 0,135 \frac{kg}{s}$
- $q_{m,RBP} = 0,183 \frac{kg}{s}$
- $\phi_{CR} = 31,349 \text{ kW}$
- $q_{m,RTOTAL} = 0,405 \frac{kg}{s}$
- $P_C = 3,106 \text{ kW}$
- $P_R = 30,820 \text{ kW}$



Les característiques dels punts del cicle de refrigeració són les següents:

Punt	Descripció	Temperatura [°C]	Pressió [bar]	Volum específic [m³/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg·K)]	Qualitat [-]
1	Sortida Evaporador BT i Succió compressor BT	-17	16,83	0,024	446,4	2,01	1
2	Descàrrega compressor BT	32,1	30,46	0,016	482,1	2,043	1
3	Succió compressor MT	2,7	30,46	0,013	445,2	1,916	1
4	Descàrrega compressor MT	112,8	102,4	0,006	521,3	1,972	1
5	Sortida Gas Cooler	40	102,4	0,002	309,8	1,345	1
6	Sortida Vàlvula alta pressió	5,3	40	0,005	309,8	1,393	0,45
7	Líquid saturat del dipòsit	5,3	40	0,001	213,3	1,046	0
8	Línia comú de líquid	5,3	40	0,001	213,3	1,046	0
9	Sortida vàlvula expansió MT	-5	30,46	0,002	213,3	1,052	0,1
10	Sortida vàlvula expansió BT	-25	16,83	0,006	213,3	1,071	0,24
11	Vapor saturat del dipòsit	5,3	40	0,009	427,3	1,815	1
12	Sortida vàlvula bypass	-5	30,46	0,012	427,3	1,85	0,97
13	Sortida evaporador MT	3	30,46	0,013	445,6	1,918	1

Taula 35. Resultats de les etapes del cicle de refrigeració a la pressió òptima.

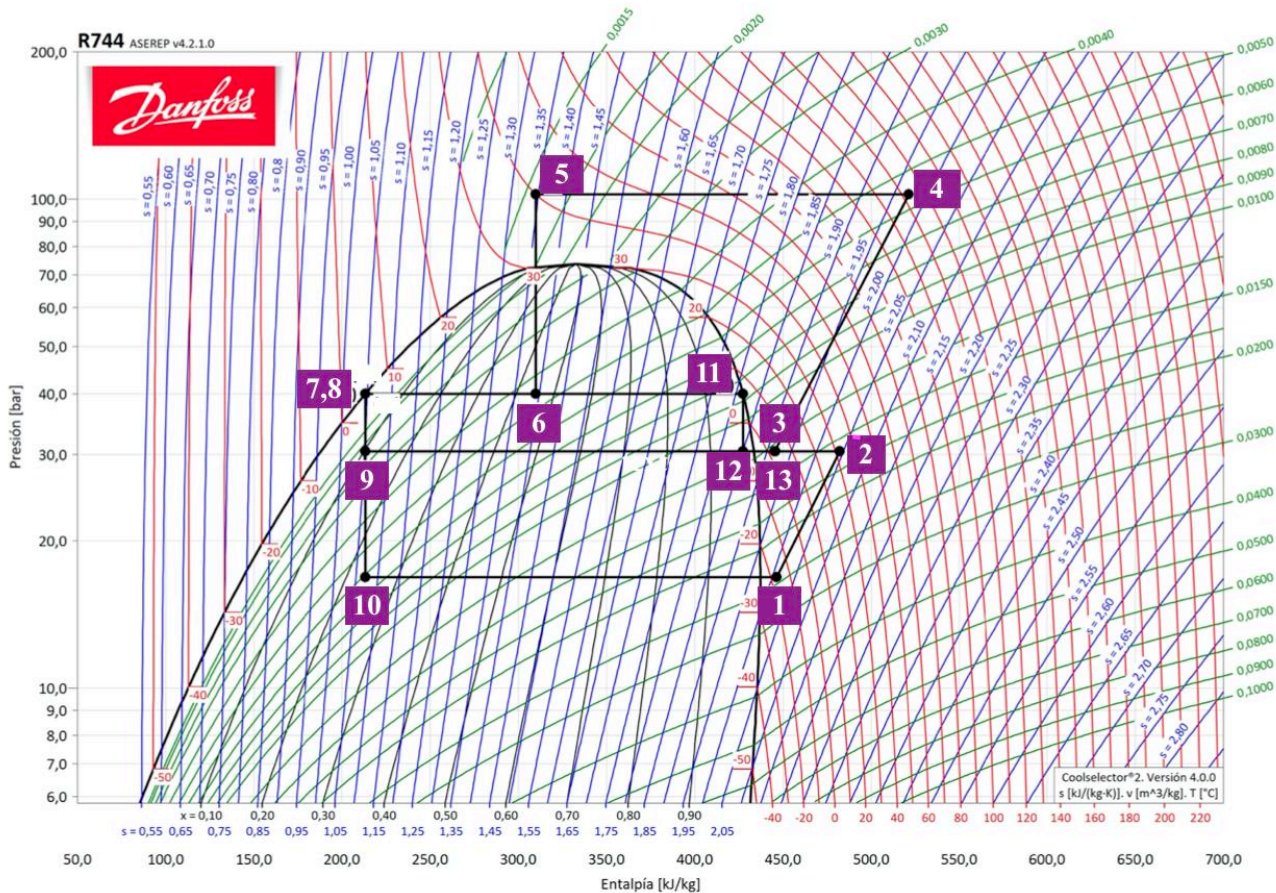


Figura 80. Representació del cicle frigorífic mitjançant el programa Coolselector2

## 2.2 Paràmetres de dimensionat dels principals components i selecció

Per dimensionar els components del sistema de refrigeració s'utilitzen els valors obtinguts en la taula 35.

### ◆ Compressors

Es decideix seleccionar compressors de pistó, ja que es tracta de la tecnologia més comú d'utilitzar en aquest camp d'aplicació (refrigeració comercial) i de la que es disposa més informació per fer el dimensionat. La potència o treball actual de compressió, també anomenat potència de sortida en l'eix, es calcula segons:

$$P_C = q_{m,R_C} \cdot (h_2 - h_1) = 0,087 \cdot (482,1 - 446,4) = 3,106 \text{ kW}$$

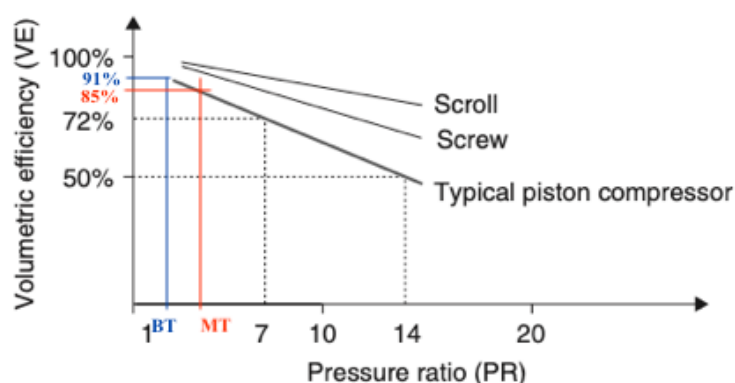
$$P_R = q_{m,R_{TOTAL}} \cdot (h_4 - h_3) = 0,405 \cdot (521,3 - 445,2) = 30,820 \text{ kW}$$

Es tracta de la potència actual o real del compressor, on s'ha tingut en compte l'eficiència isentròpica d'aquest. Ara bé, la potència que consumeix el motor que fa girar l'eix serà major, degut a les pèrdues mecàniques i elèctriques que fan reduir l'eficiència. S'assumeix un rendiment mecànic  $\eta_m = 0,9$  i un rendiment elèctric  $\eta_e = 0,95$ .

$$P_{C_M} = \frac{P_C}{\eta_m \cdot \eta_e} = \frac{3,106 \text{ kW}}{0,9 \cdot 0,95} = 3,632 \text{ kW} = 9,51 \text{ CV}$$

$$P_{R_M} = \frac{P_R}{\eta_m \cdot \eta_e} = \frac{30,820 \text{ kW}}{0,9 \cdot 0,95} = 36,047 \text{ kW} = 48,33 \text{ CV}$$

Per calcular el volum de desplaçament [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] dels compressors, primer es necessari conèixer l'eficiència volumètrica. Segons les eficiències isentròpiques (0,7) que s'han suposat pels compressors, es calcula l'eficiència volumètrica mitjançant el rati de compressió:



$$PR_C = \frac{P_2}{P_1} = \frac{30,46 \text{ bar}}{16,83 \text{ bar}} = 1,81$$

$$PR_R = \frac{P_4}{P_3} = \frac{102,4 \text{ bar}}{30,46 \text{ bar}} = 3,36$$

Sobre el diagrama de Molliere, es realitzen lectures del volum específic [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ] dels punts 1 (entrada compressor baixa temperatura) i 3 (entrada compressor mitjana temperatura):

$$v_1 = 0,024 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_3 = 0,013 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Figura 81. Càlcul de l'eficiència volumètrica dels compressors. Font: Refrigeration and Air Conditioning 4th Edition By G F Hundy and A R Trott and T C Welch

Els volums de desplaçament [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] són els següents:

$$q_{V,S_C} = \frac{q_{m,R_C} \cdot v_1 \cdot 3600}{\eta_V} = \frac{0,087 \cdot 0,024 \cdot 3600}{0,91} = 11,70 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$q_{V,S_R} = \frac{q_{m,R_{TOTAL}} \cdot v_3 \cdot 3600}{\eta_V} = \frac{0,405 \cdot 0,013 \cdot 3600}{0,85} = 22,30 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

El subíndex "S" fa referència a desplaçat, de l'anglès *swept*.



Els compressors a seleccionar es troben al catàleg de compressors semi-hermètics ECOLINE per CO<sub>2</sub> en sistemes supercrítics o subcrítics.

○ **Compressor de baixa temperatura (subcrític):**

CV	GAS	Gama T° evaporación	Rendimiento (Wattios) (°)				m³/h	N.º cil.	Modelo	Código	€
			-25 °C	-30 °C	-35 °C	-45 °C					
1/2	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	3120	2470	1920	1120	1,33	2	2NSL-05 K	122412	2.610,00
3/4	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	4110	3270	2540	1400	1,73	2	2MSL-07 K	122414	2.670,00
1	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	6790	5420	4240	2400	2,71	2	2KSL-1 K	122417	2.675,00
2	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	8820	7080	5570	3200	3,48	2	2JSL-2 K	122423	2.705,00
3	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	11090	8950	7080	4140	4,34	2	2HSL-3 K	122431	2.787,00
3	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	13110	10620	8460	5020	5,05	2	2GSL-3 K	122433	2.801,00
4	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	16620	13560	10890	6610	6,36	2	2FSL-4 K	122435	2.825,00
4	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	20700	16860	13530	8250	7,81	2	2ESL-4 K	122436	4.017,00
5	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	24450	19920	16010	9790	9,23	2	2DSL-5 K	122439	4.034,00
7 1/2	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	29600	24200	19450	11930	11,20	2	2CSL-6 K	122444	4.197,00
7 1/2	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	32100	26150	20950	12600	12,41	4	4FSL-7 K	122446	4.599,00
10	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	40600	33100	26550	16090	15,62	4	4ESL-9 K	122452	4.895,00
10	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	48150	39200	31500	19240	18,45	4	4DSL-10 K	122453	5.658,00
12	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	59000	47950	38450	23700	22,32	4	4CSL-12 K	122457	6.156,00
15	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	75800	61700	49450	29750	28,90	4	4VSL-15 K	122459	7.490,00
20	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	90800	73800	59200	36000	34,40	4	4TSL-20 K	122461	7.712,00
25	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	106900	87100	70000	42800	40,40	4	4PSL-25 K	122463	8.378,00
30	R744 (CO <sub>2</sub> )	-20 a -50	125400	102000	81800	50500	46,90	4	4NSL-30 K	122465	9.611,00

Figura 82. Gama de compressors semi-hermètics BITZER Ecoline per a CO<sub>2</sub> en aplicació subcrítica. Font: Pecomark.

○ **Compressor de mitja temperatura (supercrític):**

CV	Gama T° evaporación	+5 °C	0 °C	Rendimiento (Wattios) (°)			m³/h	Conexiones		Modelo	Código	€
				-5 °C	-10 °C	-20 °C		Asp.	Desc.			
4	0°C -20°C	-	-	11290	9310	6090	3,3	7/8"	5/8"	2MTE-4K	122621	6.766,00
5	+20°C -20°C	16140	13560	11290	9310	6090	3,3	7/8"	5/8"	2MTE-5K	122612	6.965,00
6	0°C -20°C	-	-	13740	11320	7210	4,3	7/8"	5/8"	4PTE-6K	122613	7.375,00
7	+20°C -20°C	19650	16500	13740	11320	7210	4,3	7/8"	5/8"	4PTE-7K	122614	7.664,00
7	0°C -20°C	-	-	22500	18510	11990	6,6	7/8"	3/4"	4MTE-7K	122625	7.835,00
10	+20°C -20°C	32000	26800	22300	18320	11870	6,6	7/8"	3/4"	4MTE-10K	122615	8.270,00
10	0°C -20°C	-	-	33400	27500	17790	9,6	7/8"	3/4"	4KTE-10K	122627	8.454,00
10	0°C -20°C	-	-	31926	26214	17044	9,3	1 1/8"	3/4"	4JTE-10K	122641	9.231,00
15	+20°C -20°C	45594	38352	32028	26418	17044	9,3	1 1/8"	3/4"	4JTE-15K	122642	9.429,00
15	0°C -20°C	-	-	41106	33864	22032	12	1 1/8"	3/4"	4HTE-15K	122632	9.768,00
20	+20°C -20°C	59670	50286	42126	34884	22746	12	1 1/8"	3/4"	4HTE-20K	122643	10.148,00
20	0°C -20°C	-	-	51383	42330	27540	15	1 1/8"	7/8"	4GTE-20K	122628	10.859,00
30	+20°C -20°C	74588	62858	52658	43605	28433	15	1 1/8"	7/8"	4GTE-30K	122629	11.614,00
20	0°C -20°C	-	-	62934	52326	35088	17,5	1 1/8"	7/8"	4FTE-20K	122634	11.325,00
30	+20°C -20°C	90066	76092	63954	53448	35598	17,5	1 1/8"	7/8"	4FTE-30K	122644	12.221,00
25	0°C -20°C	-	-	77010	64872	44880	22	1 1/8"	1 1/8"	4DTE-25K	122636	12.629,00
30	0°C -20°C	-	-	93126	78438	54264	26	1 1/8"	1 1/8"	4CTE-30K	122637	13.507,00
35	0°C -20°C	-	-	93500	78800	54800	26	1 3/8"	1 1/8"	6FTE-35K	122638	14.513,00
50	+20°C -20°C	129400	110300	93500	78800	54800	26	1 3/8"	1 1/8"	6FTE-50K	122645	15.218,00
40	0°C -20°C	-	-	108500	91500	63600	30,3	1 3/8"	1 1/8"	6DTE-40K	122639	16.444,00
50	+20°C -20°C	150200	128100	108500	91500	63600	30,3	1 3/8"	1 1/8"	6DTE-50K	122646	17.246,00
50	0°C -20°C	-	-	136300	114800	79900	38,2	1 3/8"	1 1/8"	6CTE-50K	122640	19.069,00

Figura 83. Gama de compressors semi-hermètics BITZER Ecoline per a CO<sub>2</sub> en aplicació supercrítica. Font: Pecomark.

Tenint en compte que es necessita un compressor de 9,51 CV amb un volum de desplaçament de 11,70 m³/h, el model escollit seria el 4ESL-9K, de 10 CV de potència i 15,62 m³/h de volum de desplaçament. Com que ja s'han tingut en compte eficiències i factors de seguretat, es dona per vàlid el petit marge que queda entre les necessitats del compressor i les característiques del model seleccionat. Des d'un punt de vista econòmic, és un 20% més barat que el model de 12 CV de potència.

Tenint en compte que es necessita un compressor de 48,33 CV amb un volum de desplaçament de 22,30 m³/h, el model escollit seria el 6DTE-50K, de 50 CV de potència i 30,3 m³/h de volum de desplaçament. En aquesta ocasió, el marge que queda entre les necessitats del compressor i les característiques del model seleccionat és ben ampli. La gama de models de compressors semi-hermètics per aplicacions supercrítics varia de 4 a 50 CV.

### ◆ Evaporadors

Els evaporadors s'escolliran segons les característiques de capacitat de refredament, mètode de descongelació del gebre i el refrigerant a utilitzar.

- Cambra de congelació:  $\Phi_{C_C} = 20,351 \text{ kW}$
- Cambra de refrigeració:  $\Phi_{C_R} = 31,349 \text{ kW}$

L'empresa GUNTNER fabrica diversos models d'evaporadors segons quina sigui la seva aplicació. La gama de producte CUBIC Vario, amb un rang de potències entre 1 i 335 kW, cobrirà les necessitats del projecte. Aquesta gama d'evaporadors incorpora una safata exterior aïllada de tipus sandvitx, especial per la descongelació mitjançant gas calent. El desguàs d'aigua es fa a 45 °C. El sofisticat disseny de la safata amb aïllament tèrmic impedeix que es formin gotes d'aigua, per condensació, i que aquestes puguin caure sobre el producte emmagatzemat. És per això que aquest model obté la certificació HACCP (de l'anglès *Hazard Analysis Critical Control Points*) i sigui apta per ser instal·lada en cambres de processat d'aliments, on la normativa és més estricta que en cambres d'emmagatzemat.



*Figura 84. Exaporador GUNTNER CUBIC VARIO. Font: Guntner.eu*

*Figura 85. Refredador de gas GUNTNER V-SHAPE COMPACT. Font: Guntner.eu*  
*Figura 86. Exaporador GUNTNER CUBIC VARIO. Font: Guntner.eu*

Mitjançant el software de selecció GPC.EU 2019 de GUNTNER es selecciona els següents models:

- Cambra de congelació: el model GAVC CX 071. 1HE/1A, de dimensions 2009 mm llarg, 799 ample i 978 mm alt i un cost de 4807€.
- Cambra de refrigeració: el model GAVC CX 080. 1HE/1A, de dimensions 2478 mm llarg, 1003 ample i 1280 mm alt i un cost de 6268€.

### ◆ Refredador de gas / Gas Cooler

El refredador de gas s'escollirà segons les característiques de de capacitat de refredament, pressió de treball i el refrigerant a utilitzar. La capacitat de refredament, segons el balanç d'energia, ha de ser:

$$q_{m,R_{TOTAL}} \cdot h_4 = \Phi_H + q_{m,R_{TOTAL}} \cdot h_5 \rightarrow \Phi_H = 0,405 \cdot (521,3 - 309,8) = 85,657 \text{ kW}$$

El model V-SHAPE COMPACT de GUNTNER, amb un rang de potències des dels 13 als 560 kW, s'ha dissenyat especialment per millorar la eficiència de les instal·lacions de CO<sub>2</sub> supercrítiques tipus booster. Mitjançant la tecnologia Hydropad, un sistema de pre-refrigeració adiabàtica de l'aire ambient per refredar el refrigerant, asseguren que s'aconsegueix desplaçar el límit geogràfic de les instal·lacions supercrítiques de CO<sub>2</sub> cap a la zona mediterrània. D'aquesta manera, l'aire ambient al seu pas per les estores Hydropad, redueix la temperatura des de 40 °C fins a 28 °C, el que pot significar una reducció de les hores en funcionament supercrític de la instal·lació de fins un 84%. A més, no requereix un sistema de tractament de l'aigua.



*Figura 87. Refredador de gas GUNTNER V-SHAPE COMPACT. Font: Guntner.eu*

Mitjançant el software de selecció GPC.EU 2019 de GUNTNER es selecciona el model GCDC RD 080.1/13, de dimensions 3216 mm llarg, 1200 ample i 1276 mm alt i un cost de 12657€.

### ♦ Vàlvula d'expansió de líquid

El cabal de refrigerant que circula per la vàlvula d'expansió prèvia a l'evaporador de cada cambra és el següent:

- Cambra de congelació:  $q_{V,R_C} = q_{m,R_C} \cdot v_7 = 0,087 \frac{kg}{s} \cdot 0,001 \frac{m^3}{kg} \cdot 3600 \frac{s}{h} = 0,313 \frac{m^3}{h}$
- Cambra de refrigeració:  $q_{V,R_R} = q_{m,R_R} \cdot v_8 = 0,135 \frac{kg}{s} \cdot 0,001 \frac{m^3}{kg} \cdot 3600 \frac{s}{h} = 0,486 \frac{m^3}{h}$

Mitjançant els valors obtinguts, es calcula el paràmetre  $K_V$ , que defineix el cabal volumètric a través de les vàlvules.

La fórmula general pel flux de líquid a través d'una vàlvula és:

$$K_V = q_{V,R} \cdot \sqrt{\frac{1/v_{7,8}}{1000 \cdot \Delta p}}$$

On:

- $K_V$  = Paràmetre de cabal a través de vàlvules, [ $m^3/h$ ]
- $q_{V,R}$  = Cabal de refrigerant a través de la vàlvula, [ $m^3/h$ ]
- $v_{7,8}$  = Volum específic del líquid a l'entrada de la vàlvula, [ $m^3/kg$ ]
- $\Delta p$  = Caiguda de pressió a través de la vàlvula.

Com a criteri de projecte, no es considera pel càlcul del paràmetre  $K_V$  les pèrdues de càrrega ocasionades per la fricció del refrigerant amb el tub, doncs no es dissenya ni es coneix en exactitud la xarxa de canonades de la instal·lació. Tot i així, es seleccionaran els models amb marge de seguretat suficient com per a que contemplin aquestes pèrdues.

Els resultats obtinguts per la vàlvula d'expansió prèvia a l'evaporador de cada cambra són els següents:

- Cambra de congelació:  $K_{V_C} = q_{V,R_C} \cdot \sqrt{\frac{1/v_8}{1000 \cdot (P_8 - P_{10})}} = 0,313 \cdot \sqrt{\frac{1/0,001}{1000 \cdot (40 - 16,83)}} = 0,065 \frac{m^3}{h}$
- Cambra de refrigeració:  $K_{V_R} = q_{V,R_R} \cdot \sqrt{\frac{1/v_8}{1000 \cdot (P_8 - P_9)}} = 0,486 \cdot \sqrt{\frac{1/0,001}{1000 \cdot (40 - 30,46)}} = 0,157 \frac{m^3}{h}$

Les vàlvules seleccionades per aquesta aplicació són de la gama vàlvules CCMT amb motor pas a pas de Danfoss. El model escollit per l'aplicació en la cambra de congelació (Baixa Temperatura) és el CCMT 2, i el model per la cambra de refrigeració (Mitja Temperatura) el CCMT 4. Per l'aplicació de mitja temperatura, el marge que quedava entre el paràmetre  $K_V$  i la vàlvula CCMT 2 s'ha considerat massa ajustat i és per això que s'ha optat pel model superior.

$K_V$ ( $m^3/h$ )	Modelo	Potencia (kW) (2)	Conexiones (mm) (1)	Referencia	Código	€
0,17	CCMT 2	34	5/8" x 5/8"	027H7200	402839	1.495,00
0,45	CCMT 4	90		027H7201	402840	1.474,00
0,80	CCMT 8	172	1 1/8" x 1 1/8"	027H7202	402841	1.474,00
1,60	CCMT 16	344		027H7231	402842	1.474,00
2,40	CCMT 24	516		027H7232	402843	1.495,00
3,20	CCMT 30	688		027H7233	402844	1.472,00
4,60	CCMT 42	989		027H7234	402850	1.495,00

(1) Conexiones a soldar ODF

(2) A una temperatura de condensación de -5°C y de evaporación de -30°C



Figura 88. Gama de vàlvules d'expansió elèctrica Danfoss CCMT. Font: Pecomark

Es comprova mitjançant el software Coolselector 2 de Danfoss si els models seleccionats s'ajusten a l'aplicació i s'obtenen resultats correctes:

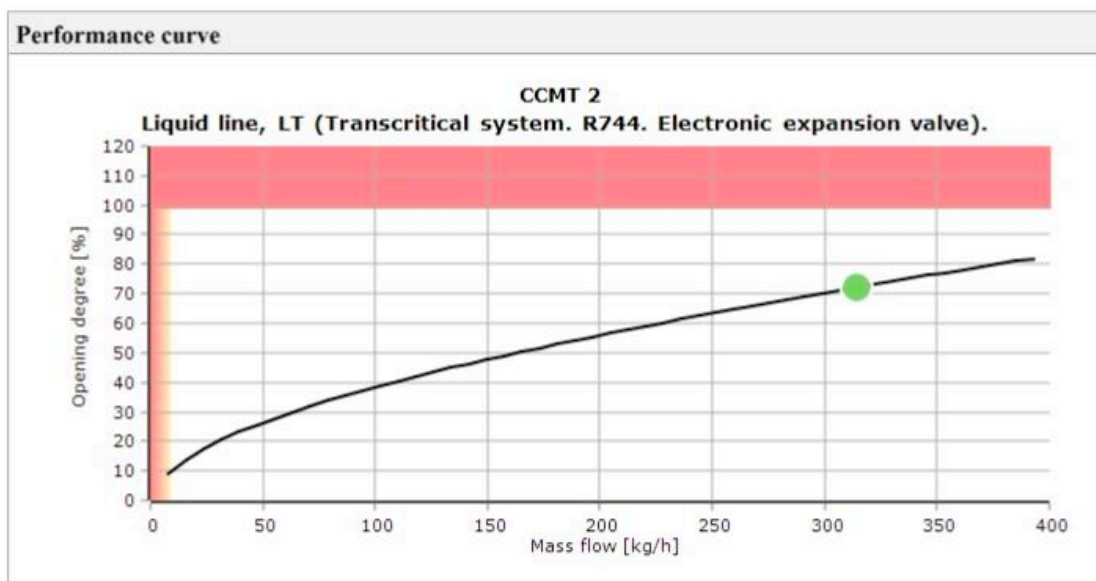


Figura 89. Resultat selecció del model CCMT 2 per la vàlvula d'expansió en la línia de líquid per baixa temperatura. Font: Danfoss Coolselector 2.

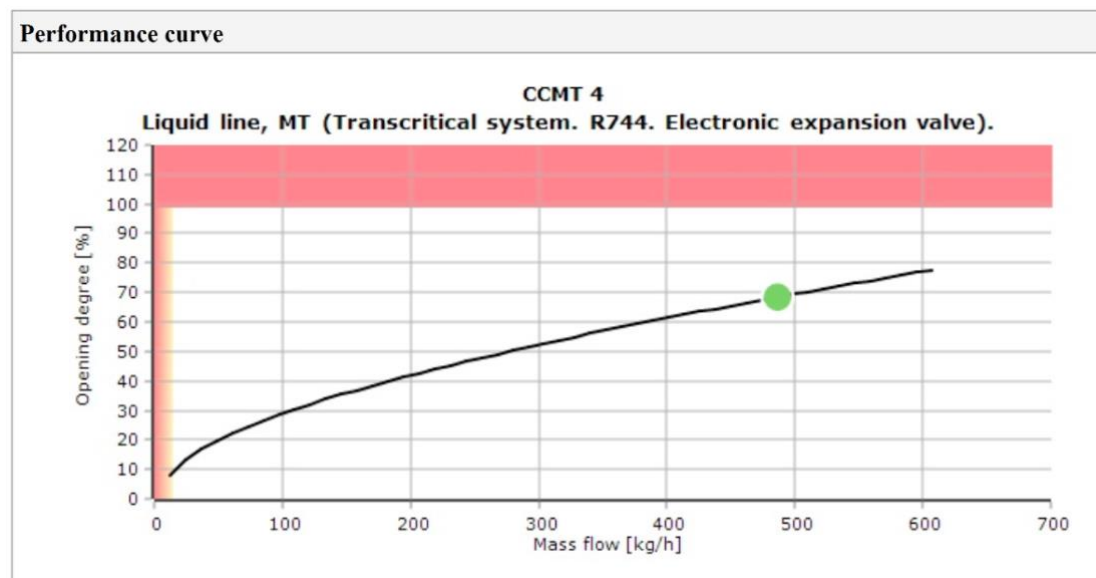


Figura 90. Resultat selecció del model CCMT 4 per la vàlvula d'expansió en la línia de líquid per mitjana temperatura. Font: Danfoss Coolselector 2.

#### ♦ Vàlvula d'expansió d'alta pressió

És l'encarregada de fer la caiguda de pressió des de la sortida de refredador de gas fins al dipòsit d'acumulació de refrigerant. La vàlvula ICMTS de Danfoss està dissenyada per regular el flux de gas supercrític o líquid subcrític en la sortida del refredador de gas. Seguint els mateixos passos que en les vàlvules d'expansió prèvies als evaporadors, es calcula el paràmetre Kv:

$$q_{V,RTOTAL} = q_{m,RTOTAL} \cdot v_5 = 0,405 \cdot 0,002 \cdot 3600 = 2,916 \frac{m^3}{h}$$

$$K_{VHP} = q_{V,RTOTAL} \cdot \sqrt{\frac{1/v_5}{1000 \cdot (P_5 - P_6)}} = 2,916 \cdot \sqrt{\frac{1/0,002}{1000 \cdot (102,4 - 40)}} = 0,261 \frac{m^3}{h}$$

El model seleccionat és el ICMTS 20 A, amb un factor Kv de fins a 0,6 m<sup>3</sup>/h. El model anterior no tenia suficient capacitat, essent Kv = 0,2 m<sup>3</sup>/h.

Kv (m <sup>3</sup> /h)	Modelo	Potencia (kW) (2)	Conexiones (mm) (1)	Referencia	Código	€
0,2	ICMTS 20 A33	45		027H1084	403610	<b>1.893,00</b>
0,6	ICMTS 20 A	135	DN25	027H1085	403611	<b>1.893,00</b>
2,4	ICMTS 20 B	537		027H1086	403612	<b>1.893,00</b>
4,6	ICMTS 20 C	1026		027H1087	403613	<b>1.893,00</b>

(1) Conexiones a soldar por tope. Diámetro externo= 33,7 mm

(2) A una temperatura de condensación de -5°C y de evaporación de -30°C



Figura 91. Gama de vàlvules d'expansió d'alta pressió Danfoss ICMTS. Font: Pecomark

Aquest tipus de vàlvula va sempre acompanyat de l'actuador ICAD 600A-TS, que permet regular el flux mitjançant una entrada digital.

#### ♦ Vàlvula de bypass de gas

És l'encarregada d'enviar el refrigerant, en estat de vapor saturat, des de l'interior del dipòsit fins a la línia de succió del compressor de mitjana temperatura.

$$q_{V,RBP} = q_{m,RBP} \cdot v_{11} = 0,183 \cdot 0,009 \cdot 3600 = 5,929 \frac{m^3}{h}$$

$$K_{VHP} = q_{V,RBP} \cdot \sqrt{\frac{1/v_{11}}{1000 \cdot (P_{11} - P_{12})}} = 5,929 \cdot \sqrt{\frac{1/0,009}{1000 \cdot (40 - 30,46)}} = 0,640 \frac{m^3}{h}$$

Segons les dades del catàleg, la vàlvula CCMT 8 aniria bé per aquesta aplicació. No obstant, el marge és molt petit, la vàlvula treballaria amb un grau d'obertura de gairebé el 100%, ja que la màxima capacitat [kg/h] és de 696,2, mentre que el cabal màssic a través de la vàlvula bypass és de 0,182 kg/s · 3600 s/h = 658,8 kg/h. Igual que en casos anteriors, es menyspreen les pèrdues de càrrega causats pel pas del refrigerant a través de les canonades. Per aquest motiu, es decideix optar pel model superior, CCMT 16, i tenir el suficient marge de seguretat. El programa Coolselector 2 confirma que la millor selecció és la vàlvula CCMT 16.

Kv (m <sup>3</sup> /h)	Modelo	Potencia (kW) (2)	Conexiones (mm) (1)	Referencia	Código	€
0,17	CCMT 2	34	5/8" x 5/8"	027H7200	402839	<b>1.495,00</b>
0,45	CCMT 4	90		027H7201	402840	<b>1.474,00</b>
0,80	CCMT 8	172		027H7202	402841	<b>1.474,00</b>
1,60	CCMT 16	344	1 1/8" x 1 1/8"	027H7231	402842	<b>1.474,00</b>
2,40	CCMT 24	516		027H7232	402843	<b>1.495,00</b>
3,20	CCMT 30	688		027H7233	402844	<b>1.472,00</b>
4,60	CCMT 42	989		027H7234	402850	<b>1.495,00</b>

(1) Conexiones a soldar ODF

(2) A una temperatura de condensación de -5°C y de evaporación de -30°C



Figura 92. Gama de vàlvules de bypass de gas Danfoss CCMT. Font: Pecomark

#### ♦ Dipòsit acumulador

Generalment, els dipòsits d'acumulació estan fets per albergar un 90% de la càrrega total de refrigerant del sistema per proporcionar la quantitat adequada durant les etapes de càrregues tèrmiques altes i acumular-lo en cas de ser necessària una reparació.

Per conèixer la càrrega total de refrigerant caldria tenir en detall el disseny de les canonades, etc., que es troba fora de l'abast del projecte. Així doncs, s'opta per seleccionar un recipient estàndard, de fins a 180 L (valor intermedi del catàleg de recipients verticals OCSold de fins a 90 bar.

Dimensiones mm		Visor de líquido	Toma control líquido	Conexiones		Toma auxiliar	Válvula seguridad	Cap dm <sup>3</sup>	Modelo	Código	€
Ø	Largo			Entrada Codo (S)	Salida Válvula (S)						
273	920	2	1/2" NPT	7/8" ODS	7/8" ODS	7/8" ODS	1/2" NPT	45	RV45(273x920) CO2	341160	<b>2.999,00</b>
273	1210	2	1/2" NPT	7/8" ODS	7/8" ODS	7/8" ODS	1/2" NPT	60	RV60(273x1210) CO2	341161	<b>3.193,00</b>
356	1090	2	1/2" NPT	1 1/8" ODS	1 1/8" ODS	1 1/8" ODS	1/2" NPT	90	RV90(356x1090) CO2	341162	<b>3.871,00</b>
356	1430	3	1/2" NPT	1 1/8" ODS	1 1/8" ODS	1 1/8" ODS	1/2" NPT	120	RV120(356x1430) CO2	341163	<b>4.346,00</b>
406	1400	3	1/2" NPT	1 3/8" ODS	1 3/8" ODS	1 3/8" ODS	1/2" NPT	150	RV150(406x1400) CO2	341164	<b>5.566,00</b>
406	1660	3	1/2" NPT	1 3/8" ODS	1 3/8" ODS	1 3/8" ODS	1/2" NPT	180	RV180(406x1660) CO2	341165	<b>5.948,00</b>
406	1840	3	1/2" NPT	1 3/8" ODS	1 3/8" ODS	1 3/8" ODS	1/2" NPT	200	RV200(406x1840) CO2	341166	<b>6.270,00</b>
508	1490	3	1/2" NPT	1 3/8" ODS	1 3/8" ODS	1 3/8" ODS	1/2" NPT	250	RV250(508x1490) CO2	341167	<b>7.186,00</b>
508	1760	3	1/2" NPT	1 5/8" ODS	1 5/8" ODS	1 5/8" ODS	1/2" NPT	300	RV300(508x1760) CO2	341168	<b>7.720,00</b>
609	1650	3	1/2" NPT	1 5/8" ODS	1 5/8" ODS	1 5/8" ODS	1/2" NPT	400	RV400(609x1650) CO2	341169	<b>13.760,00</b>

Figura 93. Gama de dipòsits acumuladors OCSold. Font: Pecomark





### 3. DIAGRAMA SIMPLIFICAT P&ID – SISTEMES DE CONTROL

La següent figura mostra el diagrama simplificat P&ID, amb els elements de control del cicle de refrigeració booster de dues etapes:

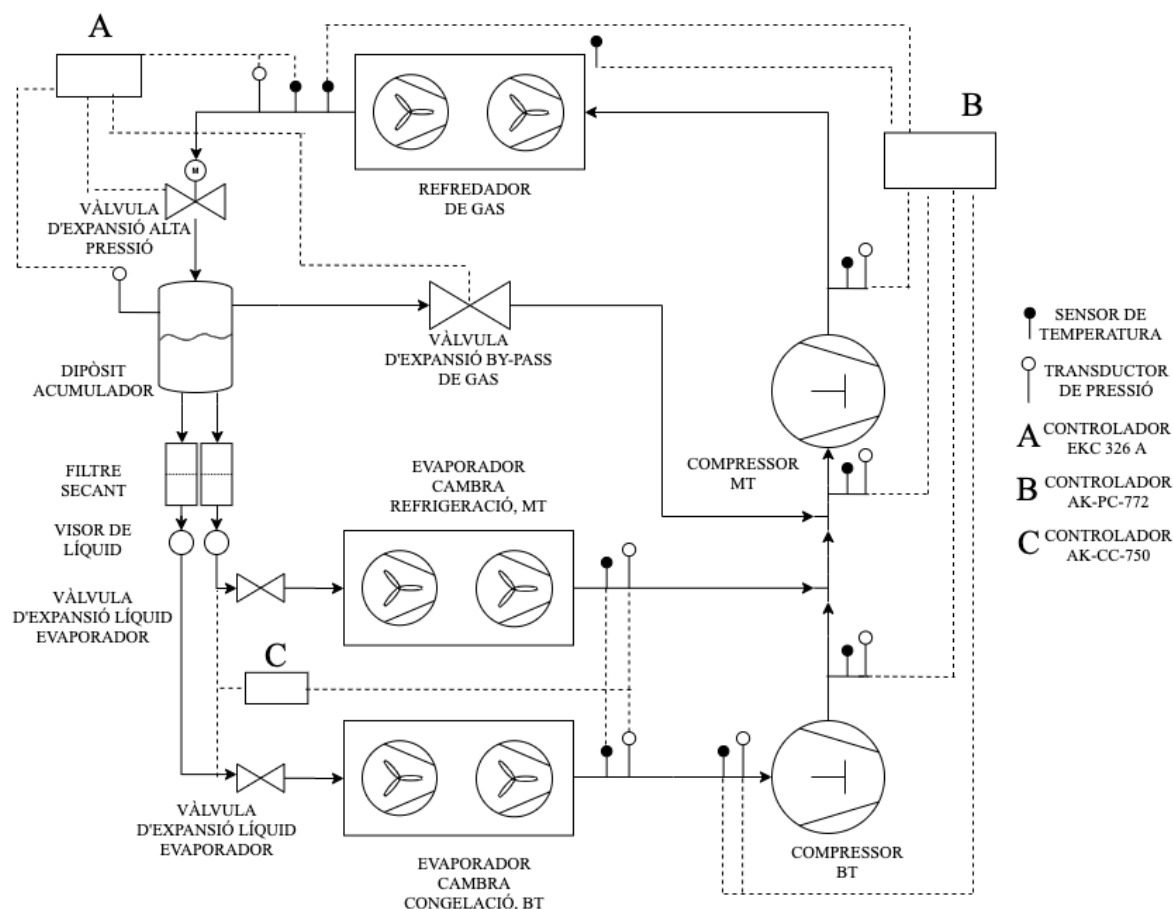


Figura 94. Diagrama simplificat P&ID del cicle de refrigeració calculat.

Els elements incorporats en el diagrama per controlar el cicle són els següents, extrets del catàleg de PECOMARK:

#### 1. Sensors de temperatura.

Per realitzar la lectura de temperatura a la sortida del compressor MT, es necessita un sensor especial. Es selecciona el model AKS21 de Danfoss, amb un rang de temperatura de -70 a 160 °C i un cost de 248€

Per les demés aplicacions, es selecciona el model AKS 11 de Danfoss, amb un rang de temperatura des de -50 a 100 °C i un cost de 43€. Existeixen tres models segons la longitud del cable i, en aquest cas, s'ha optat per l'opció intermèdia.

#### 2. Transductors de pressió.

Per realitzar la lectura de pressió a la sortida de l'evaporador BT, es selecciona el model AKS 32R de Danfoss, amb un rang de pressions de -1 a 34 bar. Es tracta d'un model més econòmic que l'exposat a continuació i, a la vegada, ofereix més precisió per una aplicació tan concreta. Té un cost de 155€

Per les demés aplicacions, es selecciona el model AKS 2050 de Danfoss, amb un rang de pressió des de -1 a 159 bar, amb un cost de 226€.

#### 3. Controlador de la vàlvula d'alta pressió.

El controlador seleccionat, model EKC 326A de Danfoss, es caracteritza perquè garanteix, actuant sobre la vàlvula d'alta pressió, que el COP sigui màxim, mantenint la pressió òptima quan treballa en mode supercrític. També és l'encarregat de regular la pressió del dipòsit. Cost: 1567€.

#### 4. Controlador de les vàlvules d'expansió.

La funció principal del controlador seleccionat AK-CC-750 és controlar els evaporadors per a que el sistema funcioni constantment en el mode més eficient energèticament. A la vegada, controla la necessitat de descongelar el gel que es forma en l'evaporador. Pot controlar fins a 4 evaporadors. Cost: 1024€

## 5. Controlador dels compressors.

El controlador AK-PC-772 té una capacitat de regular fins a 3 compressors de mitjana temperatura i 2 de baixa temperatura. És tracta d'una unitat de regulació dels compressors i el refredador de gas en un sistema booster. Controla les diferents velocitats de treball dels ventiladors del refredador de gas. Preu: 1508€ + el mòdul d'expansió per controlar el refredador de gas 468€.

## 6. Filtre secant.

Protegeix el sistema dels àcids que es puguin formar i reten les partícules de brutícia, a més d'absorbir la humitat per prevenir efectes de corrosió en el compressor. S'instal·la en la línia de líquid, a la sortida del dipòsit acumulador de refrigerant. Segons el catàleg de Pecomark, el model DMT134S de Danfoss, costa 118€, amb connexió de 3/8".

## 7. Visor de líquid.

Indica la condició del refrigerant en la línia de líquid i la presència d'humitat en el sistema. El visor utilitza 3 colors: el verd indica que no hi ha presència d'humitat; el groc, hi ha presència d'humitat; el blanc, una etapa intermèdia. El model SGP 10 HM N de Danfoss, de muntatge mitjançant rosca de 3/8", costa 32,40 €.

## 4. PARÀMETRE TEWI

En aquesta secció s'analitzarà el paràmetre TEWI, segons la instal·lació calculada sigui de R744 o R404A.

$$TEWI = GWP \cdot L \cdot N + GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_R) + N \cdot E_A \cdot \beta$$

On:

- TEWI: [kgCO<sub>2</sub>eq]
- GWP: Potencial d'escalfament global.
- L: Índex de fugues (kg/any).
- N: Temps de funcionament (anys).
- m: càrrega de refrigerant (kg).
- $\alpha_R$ : Fracció recuperada o factor de reciclat.
- E<sub>A</sub>: Consum energètic anual (kWh/a).
- $\beta$ : Emissions de CO<sub>2</sub> associades al consum energètic (kg/kWh).

Per calcular-lo, es realitzaran una sèries d'assumpcions:

- Les càrregues de refrigerant seran les mateixes per ambdues instal·lacions, 10 kg, essent el límit pel qual està permès realitzar reparacions o manteniment d'instal·lacions de R404A.
- L'índex de fugues es suposa del 10%, essent així 1kg/any.
- El temps de funcionament de la instal·lació serà a vista de 10 anys.
- El factor de reciclat, segons l'IPCC, es troba al voltant del 70% fins al 95%. Assumint bones pràctiques, es selecciona 90% com a fracció recuperada.
- Les emissions de CO<sub>2</sub> associades al consum energètic, segons el balanç energètic diari del 2019 a la xarxa elèctrica espanyola [26], es tracta de 0,241 kg CO<sub>2</sub>/kWh.

El càlcul de consum energètic anual es realitza segons:

$$E_A = \frac{\phi_{CC} + \phi_{CR}}{COP} \cdot t_f \cdot 365 \left[ \frac{kWh}{any} \right]$$

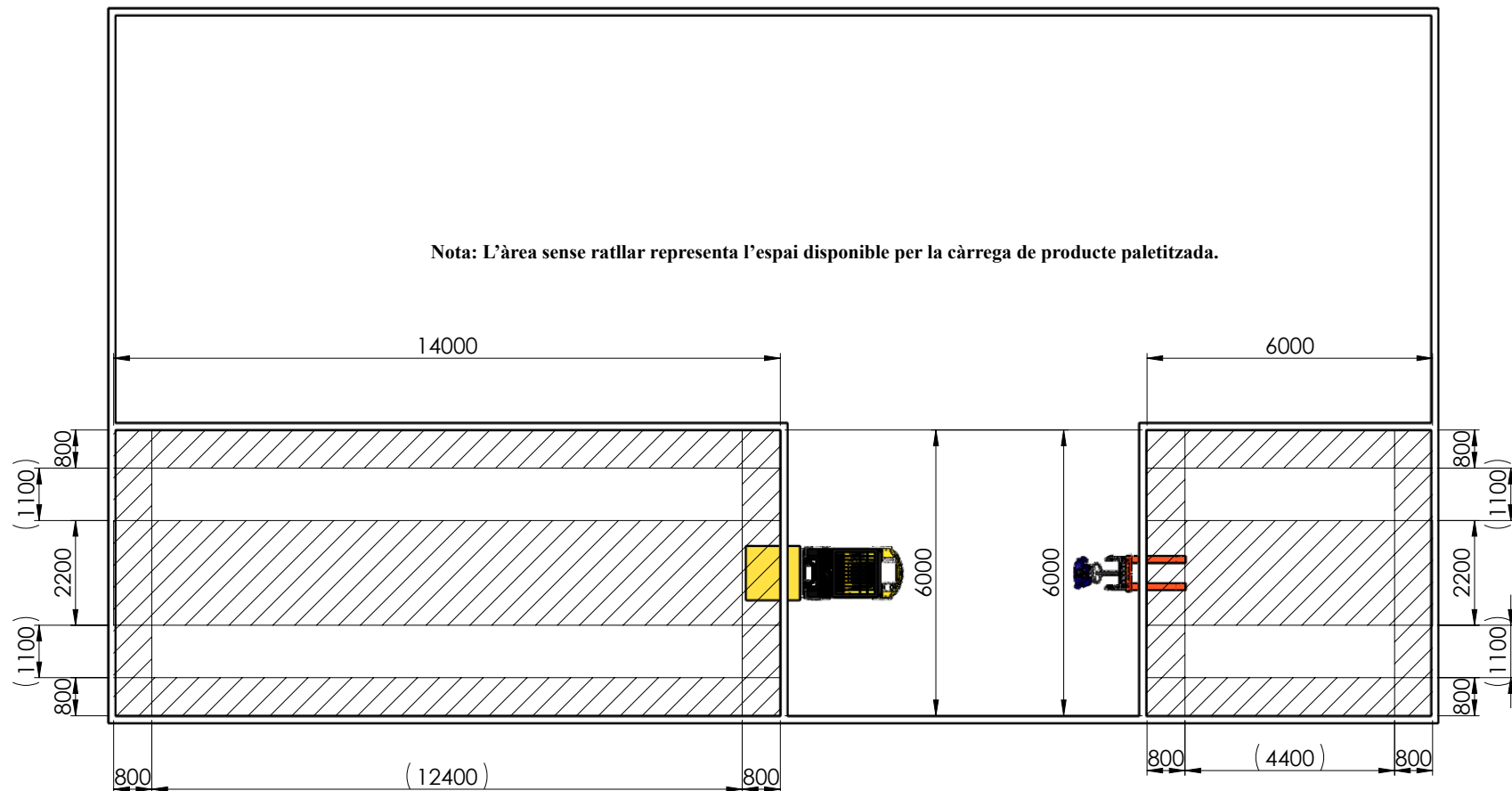
El COP per realitzar el càlcul serà la mitjana anual, extreta de les taules 17 i 20 de la [secció 12](#).

- R744 (GWP = 1)

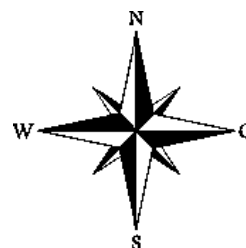
$$TEWI = 1 \cdot 1 \cdot 10 + 1 \cdot 10 \cdot (1 - 0,9) + 10 \cdot \frac{20,351+31,349}{3,19} \cdot 19 \cdot 365 \cdot 0,241 = 270882 [kgCO_{2eq}]$$

- R404A (GWP = 3922)

$$TEWI = 3922 \cdot 1 \cdot 10 + 3922 \cdot 10 \cdot (1 - 0,9) + 10 \cdot \frac{20,351+31,349}{4,07} \cdot 19 \cdot 365 \cdot 0,241 = 255446 [kgCO_{2eq}]$$



## 5. ORIENTACIÓ, DIMENSIONS GENERALS I ÀREA ÚTIL DE LES CAMBRES FRIGORÍFIQUES



<b>Universitat de Lleida - EPS</b> C/ Jaume II, 69 - 25001 Lleida Tel: +34 973 702700		CREATED : MASCARILLA, D. 2020/10/10	PAGE 1/1	SCALE 1:100
PROJECT NUM: <b>TFG2020DMA</b>		STATE : FASE DE PRE-PROJECTE		
CLIENT	PER DEFINIR	<b>magatzem</b>		
FACTORY	LLEIDA			
NAME		PROJECTE DE MAGATZEM FRIGORÍFC DE DUES CAMBRES		
		REV. 0	ITR 1	